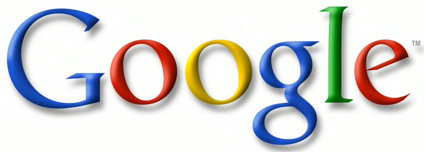


This is a digital copy of a book that was preserved for generations on library shelves before it was carefully scanned by Google as part of a project to make the world's books discoverable online.

It has survived long enough for the copyright to expire and the book to enter the public domain. A public domain book is one that was never subject to copyright or whose legal copyright term has expired. Whether a book is in the public domain may vary country to country. Public domain books are our gateways to the past, representing a wealth of history, culture and knowledge that's often difficult to discover.

Marks, notations and other marginalia present in the original volume will appear in this file - a reminder of this book's long journey from the publisher to a library and finally to you.

Usage guidelines

Google is proud to partner with libraries to digitize public domain materials and make them widely accessible. Public domain books belong to the public and we are merely their custodians. Nevertheless, this work is expensive, so in order to keep providing this resource, we have taken steps to prevent abuse by commercial parties, including placing technical restrictions on automated querying.

We also ask that you:

+ *Make non-commercial use of the files* We designed Google Book Search for use by individuals, and we request that you use these files for personal, non-commercial purposes.

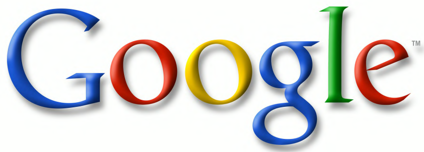
+ *Refrain from automated querying* Do not send automated queries of any sort to Google's system: If you are conducting research on machine translation, optical character recognition or other areas where access to a large amount of text is helpful, please contact us. We encourage the use of public domain materials for these purposes and may be able to help.

+ *Maintain attribution* The Google "watermark" you see on each file is essential for informing people about this project and helping them find additional materials through Google Book Search. Please do not remove it.

+ *Keep it legal* Whatever your use, remember that you are responsible for ensuring that what you are doing is legal. Do not assume that just because we believe a book is in the public domain for users in the United States, that the work is also in the public domain for users in other countries. Whether a book is still in copyright varies from country to country, and we can't offer guidance on whether any specific use of any specific book is allowed. Please do not assume that a book's appearance in Google Book Search means it can be used in any manner anywhere in the world. Copyright infringement liability can be quite severe.

About Google Book Search

Google's mission is to organize the world's information and to make it universally accessible and useful. Google Book Search helps readers discover the world's books while helping authors and publishers reach new audiences. You can search through the full text of this book on the web at http://books.google.com/



Über dieses Buch

Dies ist ein digitales Exemplar eines Buches, das seit Generationen in den Regalen der Bibliotheken aufbewahrt wurde, bevor es von Google im Rahmen eines Projekts, mit dem die Bücher dieser Welt online verfügbar gemacht werden sollen, sorgfältig gescannt wurde.

Das Buch hat das Urheberrecht überdauert und kann nun öffentlich zugänglich gemacht werden. Ein öffentlich zugängliches Buch ist ein Buch, das niemals Urheberrechten unterlag oder bei dem die Schutzfrist des Urheberrechts abgelaufen ist. Ob ein Buch öffentlich zugänglich ist, kann von Land zu Land unterschiedlich sein. Öffentlich zugängliche Bücher sind unser Tor zur Vergangenheit und stellen ein geschichtliches, kulturelles und wissenschaftliches Vermögen dar, das häufig nur schwierig zu entdecken ist.

Gebrauchsspuren, Anmerkungen und andere Randbemerkungen, die im Originalband enthalten sind, finden sich auch in dieser Datei – eine Erinnerung an die lange Reise, die das Buch vom Verleger zu einer Bibliothek und weiter zu Ihnen hinter sich gebracht hat.

Nutzungsrichtlinien

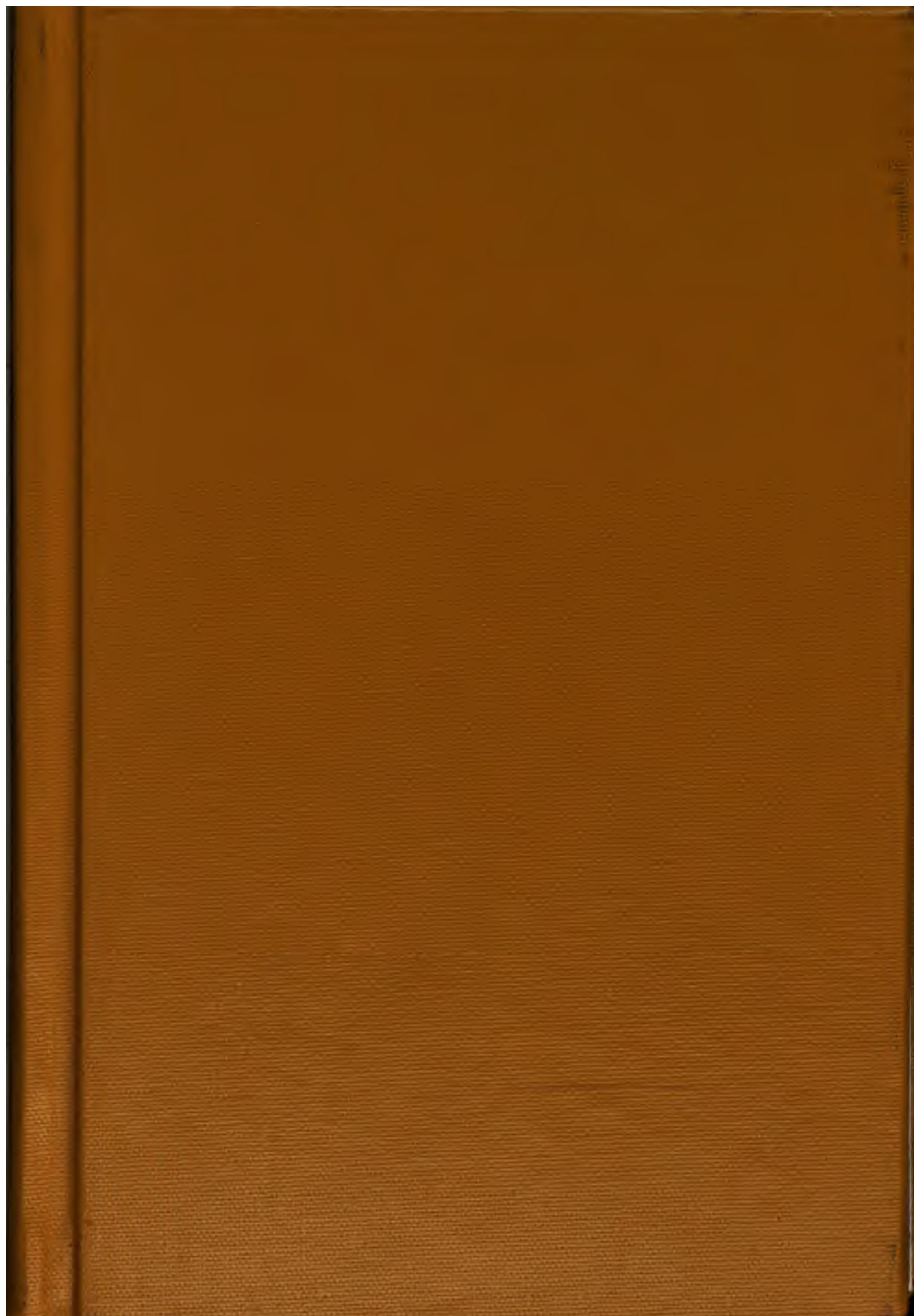
Google ist stolz, mit Bibliotheken in partnerschaftlicher Zusammenarbeit öffentlich zugängliches Material zu digitalisieren und einer breiten Masse zugänglich zu machen. Öffentlich zugängliche Bücher gehören der Öffentlichkeit, und wir sind nur ihre Hüter. Nichtsdestotrotz ist diese Arbeit kostspielig. Um diese Ressource weiterhin zur Verfügung stellen zu können, haben wir Schritte unternommen, um den Missbrauch durch kommerzielle Parteien zu verhindern. Dazu gehören technische Einschränkungen für automatisierte Abfragen.

Wir bitten Sie um Einhaltung folgender Richtlinien:

+ *Nutzung der Dateien zu nichtkommerziellen Zwecken* Wir haben Google Buchsuche für Endanwender konzipiert und möchten, dass Sie diese Dateien nur für persönliche, nichtkommerzielle Zwecke verwenden.
+ *Keine automatisierten Abfragen* Senden Sie keine automatisierten Abfragen irgendwelcher Art an das Google-System. Wenn Sie Recherchen über maschinelle Übersetzung, optische Zeichenerkennung oder andere Bereiche durchführen, in denen der Zugang zu Text in großen Mengen nützlich ist, wenden Sie sich bitte an uns. Wir fördern die Nutzung des öffentlich zugänglichen Materials für diese Zwecke und können Ihnen unter Umständen helfen.
+ *Beibehaltung von Google-Markenelementen* Das "Wasserzeichen" von Google, das Sie in jeder Datei finden, ist wichtig zur Information über dieses Projekt und hilft den Anwendern weiteres Material über Google Buchsuche zu finden. Bitte entfernen Sie das Wasserzeichen nicht.
+ *Bewegen Sie sich innerhalb der Legalität* Unabhängig von Ihrem Verwendungszweck müssen Sie sich Ihrer Verantwortung bewusst sein, sicherzustellen, dass Ihre Nutzung legal ist. Gehen Sie nicht davon aus, dass ein Buch, das nach unserem Dafürhalten für Nutzer in den USA öffentlich zugänglich ist, auch für Nutzer in anderen Ländern öffentlich zugänglich ist. Ob ein Buch noch dem Urheberrecht unterliegt, ist von Land zu Land verschieden. Wir können keine Beratung leisten, ob eine bestimmte Nutzung eines bestimmten Buches gesetzlich zulässig ist. Gehen Sie nicht davon aus, dass das Erscheinen eines Buchs in Google Buchsuche bedeutet, dass es in jeder Form und überall auf der Welt verwendet werden kann. Eine Urheberrechtsverletzung kann schwerwiegende Folgen haben.

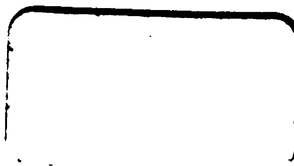
Über Google Buchsuche

Das Ziel von Google besteht darin, die weltweiten Informationen zu organisieren und allgemein nutzbar und zugänglich zu machen. Google Buchsuche hilft Lesern dabei, die Bücher dieser Welt zu entdecken, und unterstützt Autoren und Verleger dabei, neue Zielgruppen zu erreichen. Den gesamten Buchtext können Sie im Internet unter `http://books.google.com` durchsuchen.



General Library System
University of Wisconsin-Madison
728 State Street
Madison, WI 53706-1494
U.S.A.





Leitfaden

des

Maschinenbaues

für

Vorträge sowie zum Selbststudium

für angehende Techniker, Maschinenzeichner, Constructeure
und technische Beamte industrieller Etablissements.

Von

Josef Pechan,
Ritter des Franz Josef-Ordens,
Maschinen-Ingenieur, Professor und Fachvorstand der mechanisch-technischen Abtheilung der k. k. Staats-Gewerbeschule in Reichenberg, vormals Chef-Ingenieur der Ottakringer Eisengießerei und Maschinenfabrik in Wien, s. Z. Chef-Ingenieur der internationalen elektrischen Ausstellung in Wien 1883, ꝛc. ꝛc.

Erste Abtheilung:

Maschinen zur Ortsveränderung, Pressen und Accumulatoren.

Zweite verbesserte und vermehrte Auflage.

Mit 122 in den Text gedruckten Holzschnitten und 26 lithographierten Tafeln.

Wien, 1888.
Verlag von A. Schöpfer.

Alle Rechte vorbehalten.

20186
6422757
TC
.P33
1

Vorwort zur ersten Auflage.

Zweck dieses „Leitfadens" ist es, gedrängt und in möglichst kurzer Fassung alles das *zusammenzustellen* und *zu erläutern*, dessen Kenntnis und handliche Zusammenstellung für *ausübende technische Beamte industrieller Etablissements*, *Maschinenzeichner* und *Constructeure* nothwendig erscheint, um sie bei ihren Arbeiten im Dienste der Praxis zu leiten, insoweit es die hier abgehandelten, in der gewerblichen und Fabriks-Industrie angewendeten Maschinen des sogenannten *allgemeinen Maschinenbaues* betrifft; vor Allem aber bezweckte der Verfasser hiermit, *seinen Schülern* für den Unterricht im *Maschinenbau* und *Maschinen-Constructionszeichnen* *ein geeignetes Lehrbuch* zu bieten.

Es war sonach bei der Ausarbeitung dieses „Leitfadens", welchem der Verfasser in seinem Unterrichte folgte und diesem angemessen zusammenstellte, zweierlei im Auge zu behalten, erstens die Kenntnis und das Verständnis der behandelten Maschinen zu schaffen und den *Leitfaden für die Handhabung und den Betrieb* derselben zu bieten, und zweitens den *Leitfaden* zu bieten *für die constructive Darstellung von Maschinen und deren einzelnen Theilen*, sowohl behufs Herstellung von cotierten Arbeitszeichnungen, beziehungsweise Detailzeichnungen in Naturgröße, für die Ausführung der Maschinen, als auch behufs Anfertigung zusammengestellter Zeichnungen, sogenannter „Zusammenstellungen" in kleinem Maßstabe für die Zwecke der Montierung und der Offertstellung auf neu zu erbauende Maschinen.

Es erscheinen deshalb sowohl cotierte Detailzeichnungen, als auch nur in den Hauptmaßen cotierte Zusammenstellungen und endlich gar nicht cotierte Ansichtsfiguren im „Leitfaden".

Bei der *Schraffierung der Querschnitte* ist darauf Rücksicht genommen, dass solche auch im Vortragsunterrichte an der Tafel

*

und bei freien Skizzen und Aufnahmen ebenfalls auszuführen ist. Es wurde deshalb die einfachste Schraffierungsart, dünne, ziemlich weit abstehende Linien für das am häufigsten vorkommende Material, d. i. Gusseisen, gewählt; für Schmiedeisen etwas näher gerückte dünne Linien; für das seltener vorkommende Metall, d. i. Rothguss, abwechselnd voll und gestrichelt gezogene dünne Linien; endlich für das am seltensten vorkommende Material, d. i. Stahl, abwechselnd dünne und dicke Linien.

Gleichartige Maschinen sind stets gruppenweise zusammengefasst so behandelt, dass zuerst der Zweck und die Arten einer Gruppe erläutert, sodann die Haupttheile jeder einzelnen Maschine festgestellt und deren Dimensionen bestimmt werden und endlich die Herstellung besprochen wird. Letztere kommt jedoch nur insoweit in Betracht, als es jeweilig, mit Rücksicht auf die vorausgesetzte Kenntnis der Maschinenelemente und ihrer Herstellung, unbedingt erforderlich erscheint. Diese aber ist durch das ausgezeichnete Werk „Die Maschinenfabrication" von H. v. Reiche, sowie durch das wohl schon zum Gemeingut der Constructeure gewordene Handbuch „Der Constructeur" von F. Reuleaux in weitgehendem Maße geboten.

Detailconstructionen von Maschinenbestandtheilen sind wegen ihres Zusammenhanges mit der Maschine, je nach Erfordernis wohl überall dort, aber auch nur dort aufgenommen, wie dies der Zweck dieses „Leitfadens" bedingt.

Die theoretische Aufstellung und Ableitung von Formeln ist Gegenstand der Mechanik und theoretischen Maschinenlehre. Der Maschinenbau dagegen hat die Aufgabe, theoretisch aufgestellte und empirische Formeln bei Lösung praktischer Fragen zur Anwendung zu bringen, um mit Hilfe derselben, unter stetiger Berücksichtigung vorliegender Erfahrungen, rationell zu dimensionieren und zu construieren. Solche Formeln sind überall eingestellt, wo deren Anwendung angezeigt erschien; hinsichtlich ihrer Aufstellung und Ableitung aber ist nur dort etwas beigefügt, wo es das Verständnis des Gegenstandes unbedingt fordert. Längere Erläuterungen in letzterer Beziehung sind in besonderen Noten mit kleinerem Text gedruckt, um die Übersichtlichkeit nicht zu stören.

Die bei den Berechnungen und zur Dimensionierung benützten Formeln sind — den Erfahrungen des Verfassers entsprechend, welcher selbst acht Jahre in verantwortlicher Stellung in der Praxis des

Maschinenbaues thätig war, und seither, als Professor des Maschinenbaues an der k. k. Staatsgewerbeschule in Reichenberg, mit der Praxis in innigem Contact geblieben — mit Rücksicht auf den Zusammenhang der Maschinenbestandtheile, möglichst specialisiert und so für die unmittelbare Anwendung vorbereitet. Die der Specialisierung zugrunde liegenden Voraussetzungen sind guten Ausführungen entsprechend, gleich den Formeln selbst beigefügt. Längere Entwicklungen, die sich hierbei ergeben, sind ebenfalls aus dem Text herausgehoben und in besonderen Noten mit kleinerem Drucke abgehandelt. Die Beanspruchungen des Constructionsmaterials S in Kilogramm auf einen Quadratmillimeter Querschnitt sind mehrfach den eigenen vielfachen Erfahrungen des Verfassers entnommen und zeigen einige Abweichungen von den bezüglichen Angaben in v. Reiches „Maschinenfabrication“ und Reuleaux's „Constructeur“. Übrigens liegt es selbstverständlich nicht in der Aufgabe dieses „Leitfadens“ selbständig Neues zu bieten, sondern es genügt völlig, dass nur bewährte Constructionen und Ausführungen der Praxis in das Bereich der Behandlung gezogen erscheinen.

In Fällen, wo der Bezug auf die maßgebende Autorität Erfordernis war, sind die Autoren zur Stelle benannt. Im allgemeinen sei jedoch hiermit auf den am Schluss beigefügten Literaturnachweis hingewiesen, welcher die vom Verfasser benützten Werke enthält und dem strebsamen Leser auch zu eingehenderem Studium dienlich sein dürfte.

In vielen Fällen hat sich der Verfasser an die Vorträge seines hochgeschätzten Lehrers, des Herrn Professors Hofrath Rudolf Grimus Ritter von Grimburg, gehalten, welche ihn auch in erster Linie bei seinen Ausführungen in der Praxis leiteten.

Die Figuren sind, wo es erforderlich schien, selbst mit den in den Formeln benützten Buchstaben cotiert.

Die Benennungen der einzelnen mit Buchstaben bezeichneten Theile sind den Figuren selbst beigesetzt, weil hierdurch Form und Benennung gleichzeitig und unmittelbar die Vorstellung fördern und überdies weitläufige Beschreibungen erspart werden.

Im Hinblick auf den hohen praktischen Wert der Kenntnis von gebräuchlichen Constructionen und Constructionsdetails, welche durch die Zeichnung dargestellt, sich selbst zur Vorstellung bringen, und sohin mit ganz kurzen Erläuterungen verständlich werden, wurde denselben große Sorgfalt zugewendet, sowohl hinsichtlich ihrer, dem Zwecke dieses

„Leitfaden des Maschinenbaues" und dem heutigen hohen Stande des Maschinenbaues und der Maschinenverwendung entsprechenden Vollständigkeit in engem Rahmen und zweckmäßiger Auswahl, als auch hinsichtlich der erforderlichen Dimensionsbestimmung.

Bei den ziffermäßigen Ausrechnungen der Zahnräderdimensionen ist durchwegs die mit Rücksicht auf die Ausführungen in der Praxis so sehr empfehlenswerte Festsetzung der Theilungen nach ganzen Stichzahlen ($t : \pi$) durchgeführt, welche ganze Zahlen für die Durchmesser ergibt und für die Achsenentfernungen höchstens halbe Millimeter aufweist, die noch stets sicher am Maßstab abzustechen sind. Ferner sind die Schrauben nach Whitworths Scala und die Durchmesser der Wellen, Achsen und Bolzen auf Kalibermaße nach der vom österreichischen Ingenieur- und Architekten-Verein aufgestellten Scala abgerundet. Das Zeichen ∾ für die Abrundung ist aus Reuleaux „Constructeur" entnommen. Die zahlreichen durchgerechneten Beispiele lassen leicht eben so viele ähnliche Aufgaben zur Lösung aufstellen und dürften deshalb auch anderwärts bei Benützung dieses „Leitfadens" als Lehrbuch für den Unterricht im Maschinenbau, sich als sehr zweckmäßig erweisen. Dieselben sind durchwegs praktischen Ausführungen entsprechend und die bezüglichen Figuren nach der Berechnung construiert.

Möchte es gelungen sein, mit diesem Leitfaden das Richtige zu treffen und dem thatsächlich vorhandenen Bedürfnisse eines solchen, beim Unterricht im Maschinenbau an technischen Lehranstalten und in der Maschinenbaupraxis, zu entsprechen und möchte er sohin freundliche Aufnahme und nachsichtige Beurtheilung finden.

Reichenberg, im Mai 1882.

Der Verfasser.

Vorwort zur zweiten Auflage.

Die rasche Verbreitung, welche die erste Auflage gefunden, läfst darauf schließen, dafs sich der Verfasser keiner Täuschung hingab, als er die Erwartung aussprach, dafs mit diesem Leitfaden einem thatsächlich vorhandenen Bedürfnisse nicht nur in der Schule, sondern auch in der Praxis entsprochen wurde.

Bei Bearbeitung der zweiten Auflage hat der Verfasser nur dort Änderungen vorgenommen, wo sich solche der Vollständigkeit wegen oder aufgrund neuerer Erfahrungen, als nothwendig erwiesen haben.

Für die abgekürzten Bezeichnungen der Flächen- und Volumen-Maße wurde die gegenwärtig auch schon in der Praxis gebräuchliche neuere Schreibweise angewendet, z. B. 1 mm^2 = Quadratmillimeter statt 1 *qmm*; 1 m^3 = 1 Cubikmeter statt 1 *kbm*; 1 kg/mm^2 = 1 Kilogramm pro 1 Quadratmillimeter statt 1 *kg/qmm*. Ebenso wurde die zutreffendere Ausdrucksweise und Bezeichnung 1 *PS* = 1 Pferdestärke statt 1^e = 1 Pferdekraft überall angewendet.

Die Tafeln wurden sämmtlich nach den revidierten und theilweise verbesserten, theilweise auch neu gezeichneten Originalen hergestellt und die Zahl derselben um 2 vermehrt. Dem Zwecke des Buches entsprechend wurde überdies die Zahl der Textfiguren um 44 vermehrt. Das Capitel „Pumpen" erfuhr eine Bereicherung durch Aufnahme der als Pumpen zur Wasserhebung bereits zu ziemlich hoher Vollkommenheit gebrachten „Pulsometer". Zur Vervollständigung des Capitels über die Pressen, wurden auch die wichtigsten Arten der Schrauben- oder Spindelpressen aufgenommen.

Reichenberg, im Mai 1888.

Der Verfasser.

Inhalt.

V. Die Krahne.

VI. Die Pumpen.

VII. Die Pressen.

VIII. Die Accumulatoren.

Verzeichnis der Tabellen.

Einleitung.

Den Gegenstand dieses Leitfadens bilden diejenigen Maschinen, welche in den Rahmen des sogenannten allgemeinen Maschinenbaues fallen. Überdies ist die Construction der Werkzeugmaschinen insoweit behandelt, als dem Verfasser aufgrund seiner mehrjährigen Praxis im Werkzeugmaschinenbau die Zurechtlegung von Constructionsregeln gelungen ist und dem Erfordernis dieses Leitfadens entspricht. Gasmotoren und Heißluftmaschinen, welche dermalen noch wesentlich nur nach speciellen Erfahrungen dimensioniert werden und in speciellen patentierten Typen zur Ausführung gelangen, sowie die Wassermotoren mit hin- und hergehenden Kolben (Wasserdruckmaschinen) sind nur hinsichtlich ihres Zweckes, ihrer Arten, ihres Verwendungsgebietes und ihrer Haupttheile behandelt. Das Capitel „Anlage und Montierung der Transmission" behandelt die Transmission als ein besonderes Ganzes. Die Sperr- und Bremswerke, welche als besondere Constructionstheile bei den Aufzugmaschinen, Werkzeugmaschinen und Transmissionen vorkommen, sind zur Vermeidung von Wiederholungen besonders behandelt und vorausgestellt. Die hydraulischen Pressen und Accumulatoren, welche hinsichtlich ihrer Construction den Pumpen zunächst verwandt, und hinsichtlich ihrer Anwendung mit denselben verknüpft sind, sind an diese angeschlossen und der Vollständigkeit wegen auch die Spindelpressen oder Schraubenpressen in der ersten Abtheilung aufgenommen, welche sohin die Maschinen zur Ortsveränderung, Pressen und Accumulatoren behandelt. Die zweite Abtheilung behandelt die Motoren und die dritte Abtheilung die Werkzeugmaschinen und die Transmission.

Die hier eingehaltenen Maßbezeichnungen sind folgende:

1 Meter = 1 m; 1 Decimeter = 1 dm; 1 Centimeter = 1 cm; 1 Millimeter = 1 mm; 1 m = 10 dm = 100 cm = 1000 mm.

1 Kilometer = 1 km; 1 km = 1000 m.
1 Quadratmeter = 1 m^2; 1 Quadratdecimeter = 1 dm^2; 1 Quadratcentimeter = 1 cm^2; 1 Quadratmillimeter = 1 mm^2; 1 m^2 = 100 dm^2 = 10000 cm^2 = 1000000 mm^2.
1 Cubikmeter = 1 m^3; 1 Cubikdecimeter = 1 dm^3; 1 Cubikcentimeter = 1 cm^3; 1 Cubikmillimeter = 1 mm^3; 1 m^3 = 1000 dm^3.
1 Liter = 1 l; 1 l = 1 dm^3; 1 Hektoliter = 1 hl; 1 hl = 100 l.
1 Kilogramm = 1 kg; 1 Tonne = 1 t; 1 t = 1000 kg;
1 Pferdestärke = 1 PS; 1 Meterkilogramm = 1 mk; 1 Calorie = 1 C.
1 Kilogramm Druck oder Zug auf 1 Quadratcentimeter = 1 kg/cm^2; 1 Atmosphäre = 1 at; 1 at = 1 kg/cm^2.
1 Kilogramm Druck oder Zug auf 1 Quadratmillimeter = 1 kg/mm^2; 1 at = 0,01 kg/mm^2.

Bei der Dimensionsbestimmung hinsichtlich der Festigkeit sind die Dimensionen in Millimeter zu Grunde gelegt, nach welchen auch die Zeichnung cotiert wird. Es sind sonach die mit S bezeichneten Beanspruchungen des Materials in Kilogramm auf einen Quadratmillimeter in Rechnung gestellt.

Bei der Berechnung von Flächendrücken werden die Dimensionen entweder in Centimeter oder auch in Millimeter zu Grunde gelegt und die Drücke pro Flächeneinheit entweder in Kilogramm auf einen Quadratcentimeter, d. i. in Atmosphären oder auch in Kilogramm auf einen Quadratmillimeter ausgedrückt.*)

Bei der Berechnung von Flächen hinsichtlich der Arbeitsberechnung, z. B. der Hobelarbeit, Dreherarbeit ꝛc. behufs Accordierung der Arbeitslöhne wird am zweckmäßigsten der Grundpreis pro 1 dm^2 festgestellt und werden sonach die Dimensionen in Decimeter ausgedrückt.

Bei der Gewichtsberechnung wird das Volumen am zweckmäßigsten in Cubikdecimetern berechnet, weil das Gewicht von

*) Der Druck von einer Atmosphäre gleich 1 kg/cm^2 entspricht einem Barometerstand von 735,5 mm, wogegen der Druck einer nunmehr sogenannten alten Atmosphäre gleich 760 mm Barometerstand, gleich ist, 1,033 kg/cm^2 = 1,033 at. Gegenwärtig ist in Österreich und Deutschland die Atmosphäre gleich 1 kg/cm^2 = 1 at gesetzlich als Maß der Dampfspannung bei Dampfkesseln zugrunde gelegt.

1 dm^3 in Kilogramm durch die Zahl des specifischen Gewichtes*) dargestellt ist, indem das Gewicht von 1 dm^3 Wasser eben die Gewichtseinheit gleich 1 *kg* dargestellt.

1. Beispiel. Eine auf Zug beanspruchte Rundeisenstange von 25 *mm* Durchmesser hat 2500 *kg* Zug auszuhalten, wie groß ist die Beanspruchung des Materials pro 1 mm^2 des Querschnittes?

Für den Durchmesser $d = 25\,mm$ beträgt die Kreisfläche

$$F = \frac{\pi}{4} \cdot d^2 = 490{,}87 \sim 491\,mm^2$$

und ergibt sich hiermit aus dem totalen Zug $P = 2500\,kg$ die Beanspruchung des Materials

$$S = \frac{P}{F} = \frac{2500}{491} = 5{,}09 \sim 5{,}1\ kg/mm^2.$$

2. Beispiel. Der Plungerkolben einer hydraulischen Presse hat 320 *mm* Durchmesser und der Wasserdruck im Prescylinder beträgt 250 *at*, wie groß ist der totale Wasserdruck auf den Preskolben?

Für den Durchmesser $d = 32\,cm$ beträgt die Kreisfläche

$$F = \frac{\pi}{4} \cdot d^2 = 804{,}25\,cm^2$$

und weil der Wasserdruck $p = 250\,at = 250\,kg/cm^2$ beträgt, so ergibt sich der totale Wasserdruck auf den Preskolben

$$P = F \cdot p = 201062{,}5\ kg \sim 201\ t$$

---

*) In folgender Tabelle sind die durchschnittlichen specifischen Gewichte der wichtigsten Maschinenbau-Materialien zusammengestellt.

Tabelle der specifischen Gewichte.
(Wasser bei 4° C. = 1.)

Buchenholz, trocken	0,75.
Eichenholz, „	0,69.
Lärchenholz, „	0,52.
Tannenholz, „	0,56.
Holz mit Wasser angesaugt, bei Wasserrädern	1,00.
Gusseisen	7,3.
Schmiedeisen	7,7.
Stahl	7,8.
Bronze, Rothguss, Metall	8,8.
Messingguss	8,44.
Kupferblech	8,88.
Blei, gegossen	11,4.
Sandstein, Fundamentstein	2,4.
Ziegelmauerwerk, trocken	1,50.

Bei der Gewichtsberechnung wird mit Rücksicht auf die praktische Ausführung gewöhnlich eine Toleranz von 5 % bedungen, d. h. ein mit 100 *kg* berechnetes Stück darf im fertigen Zustande 95 bis 105 *kg* wiegen.

oder: für den Durchmesser $d = 320\ mm$ beträgt die Kreisfläche

$$F = \frac{\pi}{4} \cdot d^2 = 80425\ mm^2$$

und weil der Wasserdruck $p = 250\ at = 2{,}5\ kg/mm^2$ beträgt, so ergibt sich der totale Wasserdruck auf den Presskolben

$$P = F \cdot p = 201062{,}5\ kg \sim 201\ t.$$

3. Beispiel. Für das Abdrehen einer Riemenscheibe von 500 mm Durchmesser und 100 mm Kranzbreite erhält der Dreher im Accord 12 Kreuzer pro 1 dm^2 der abzudrehenden Fläche, wie hoch stellt sich der Accordpreis für die Riemenscheibe?

Für den Durchmesser $D = 5\ dm$ beträgt der Kreisumfang

$$U = \pi \cdot D = 15{,}71\ dm$$

und bei der Breite $B = 1\ dm$ die abzudrehende Fläche

$$F = U \cdot B = \pi \cdot D \cdot B = 15{,}71\ dm^2$$

somit für den Einheitspreis $p = 12$ Kreuzer pro 1 dm^2 der Accordpreis

$$P = F \cdot p = 15{,}71 \cdot 12 = 188{,}52 \text{ Kreuzer} \sim \text{fl. } 1{,}90.$$

Ist der Einheitspreis $p = 20$ Pfennige pro 1 dm^2, so ist der Accordpreis

$$P = F \cdot p = 15{,}71 \cdot 20 = 314{,}2 \text{ Pfennige} \sim \text{M. } 3{,}15.$$

4. Beispiel. Ein gusseiserner Würfel von 300 mm Seitenlänge im fertigen Zustande, soll auf allen sechs Flächen winkelrecht gehobelt werden; wie viel beträgt der Accordpreis, wenn der Hobler für 1 dm^2 gehobelter Fläche 6 Kreuzer erhält?

Für die Seitenlänge $a = 3\ dm$ beträgt die Oberfläche eines Würfels $F = 6 \cdot a^2 = 54\ dm^2$ und für den Grundpreis $p = 6$ Kreuzer pro 1 dm^2 der Accordpreis

$$P = F \cdot p = 54 \cdot 6 = 324 \text{ kr.} \sim \text{fl. } 3{,}25.$$

Ist der Einheitspreis $p = 10$ Pfennige pro 1 dm^2, so ist der Accordpreis

$$P = F \cdot p = 54 \cdot 10 = 540 \text{ Pf.} = \text{M. } 5{,}40.$$

5. Beispiel. Wie schwer ist ein gusseiserner Würfel von 300 mm Seitenlänge, wenn das specifische Gewicht des Gusseisens mit 7,3 in Rechnung genommen wird?

Für die Seitenlänge $a = 3\ dm$ beträgt das Volumen des Würfels

$$V = a^3 = 27\ dm^3$$

und weil das Gewicht von 1 dm^3 Gusseisen $p = 7{,}3\ kg$, so ist das Totalgewicht des Würfels

$$G = V \cdot p = 27 \cdot 7{,}3 = 197{,}1 \sim 200\ kg.$$

Erste Abtheilung.

Maschinen zur Ortsveränderung.

Vorbemerkung.

Maschinen zur Ortsveränderung sind solche Maschinen, welche dazu dienen, feste Körper oder Flüssigkeiten zu heben, nöthigenfalls auch seitlich oder überhaupt weiter zu bewegen. Es gehören sonach hierher die sogenannten Aufzugsmaschinen, d. i. Maschinen zum Heben von Lasten, und die Pumpen, d. i. Maschinen zum Heben oder Fortschaffen von Flüssigkeiten, insbesondere zum Heben und Fortschaffen des Wassers.

Die Pressen dienen zumeist außer zur Ortsveränderung auch zur Formveränderung eines Gegenstandes und die Accumulatoren schließen sich naturgemäß an die hydraulischen Pressen an, für welche sie das Druckwasser aufspeichern. Die Sperr- und Bremswerke sind allgemeine Mechanismen verschiedener Arten von Maschinen und Transmissionstheile.

I. Die Sperrwerke.

1. Zweck und Arten der Sperrwerke. Die Sperrwerke dienen, insoweit sie hier in Betracht kommen, zur Verhinderung einer relativen Bewegung, beziehungsweise zur gegenseitigen Feststellung einer Anzahl von Maschinenbestandtheilen, nach einer Richtung hin, während zugleich die Bewegung nach der entgegengesetzten Richtung ungehindert stattfinden kann. Sie finden Anwendung bei Winden und Krahnen und bewirken daselbst die absolute Feststellung des Räderwerkes nach einer Richtung derart, dass bei eingerücktem Sperrwerk die gehobene Last schwebend erhalten wird. Ferner kommen dieselben bei bestimmten Arten der Kupplungen an Transmissionen vor, insbesondere bei den sogenannten Motoren- oder Kraftmaschinenkupplungen, welche die Bewegung des einen Motors auf die Transmissionswelle übertragen, gleichzeitig aber das Vorlaufen der Transmissionswelle unter der Einwirkung des andern, auf dieselbe treibenden Motors, gestatten sollen. Eine solche Kupplung

erhält insbesondere das Wasserrad, wenn dieses mit einer Dampfmaschine zusammenarbeitet, und insbesondere die Dampfmaschine, wenn diese mit einer Turbine zusammenarbeitet. Am zweckmäßigsten möchte es wohl erscheinen, jeden der zusammenarbeitenden Motoren mit einer solchen Kupplung zu versehen, indes erhält letztere für die Übertragung großer Kräfte bei mäßiger Umdrehungszahl so große Dimensionen, dass oft jeder der zusammenarbeitenden Motoren mit der gemeinsamen Haupttransmissionswelle durch eine gewöhnliche Kupplung fest oder ausrückbar verbunden wird. Die Sperrwerke finden endlich Anwendung bei den Schaltmechanismen der Werkzeugmaschinen zur Bearbeitung des Holzes und der Metalle, sowie bei Hilfsmaschinen der Textilindustrie und erhalten dort, den jeweiligen Anforderungen entsprechende Anordnungen.

Die in Fig. 1 bis 10, Taf. I, und 1 bis 6, Taf. II, gezeichneten Sperrwerke kommen namentlich bei Winden und Krahnen vor; in den Fig. 7 bis 17, Taf. II, sind Schaltmechanismen der Werkzeugmaschinen zur Metallbearbeitung dargestellt, der Sperrkegeldrehbolzen ist hierbei an einem Hebel (Steuerhebel, Schalthebel) angebracht, welcher in oscillierende Bewegung versetzt wird.

Soll eine Schaltung von weniger als einen Zahn hervorgebracht werden, so werden mehrere Sperrkegel von verschiedener Länge auf demselben Bolzen nebeneinander angebracht. Es erfolgt dann bei zwei Sperrkegeln mit der Längendifferenz gleich der halben Zahntheilung ein halber Zahn Schaltung, bei drei Sperrkegeln mit der Längendifferenz gleich ein Drittel Zahntheilung, ein Drittel Zahn Schaltung u. s. f. Die Breite des Sperrades ist dann gleich der Summe der Breiten aller Sperrkegel.

Die Fig. 1 und 2, Taf. III, zeigen die Uhlhorn'schen Motorenkupplung und die Fig. 3 bis 5, Taf. III, die Pouyer'sche Motorenkupplung. In Fig. 11 bis 15, Taf. V, ist der für solche Motorenkupplungen erforderliche Lagerstuhl sammt Fundament, und zwar für eine Pouyer'sche Motorenkupplung für 80 *mm* Wellendurchmesser gezeichnet. Die hierbei angewendeten Gegenplatten der Fundamentschrauben können auch, mit einer entsprechenden Höhlung darunter, gleich in das Fundament vollständig eingemauert werden, weil die Ankerköpfe der Fundamentschrauben von oben durch die Gegenplatten (Fig. 13 und 14, Taf. V) hindurchgeschoben werden. In jedem Falle ist die Aufmauerung des Fundamentes am sichersten mit Hilfe von Chablonen welche aus Latten zusammengenagelt werden. Die Fig. 6 bis 8, Taf. III, 8 und 9, Taf. VII, endlich zeigen eigenartige Sperrwerke der Schaltmechanismen

von Gattersägen. Die nicht cotierten Theile dieser Figuren sind genau im Maßstab gezeichnet, so dass daraus die Verhältnisse direct entnommen werden können.

2. Haupttheile der Sperrwerke. Die Haupttheile eines Sperrwerkes oder einer Sperrvorrichtung bilden die in Fig. 1 und 2, Taf. I, gezeichneten Theile, nämlich das Sperrad und der Sperrkegel oder die Klinke, mit dem zugehörigen Drehzapfen an dem anschließenden Ständertheil. Das Sperrad ist am Umfange gezahnt, wie auf Taf. I, oder genuthet, wie in Fig. 6 bis 8, Taf. III, oder endlich am Kranze außen und innen flach abgedreht, wie in Fig. 8 und 9, Taf. VII.

Am Häufigsten kommt das Sperrad mit äußerer Verzahnung vor. (Fig. 1 bis 4, Taf. I.)

Das Sperrad ist auf der zugehörigen Welle aufgekeilt, der Sperrkegel aber ist auf dem zugehörigen Zapfen lose drehbar und nur gegen seitliche Verschiebung durch Bunde, Bundringe oder Scheiben mit Steckstiften, oder endlich Scheiben und Muttern gesichert.

Je nach seiner Lage fällt der Sperrkegel durch sein Eigengewicht von Lücke zu Lücke, wie in Fig. 1 bis 4, Taf. I, oder es ist ein Gegengewicht damit in Verbindung, wie in Fig. 7, Taf. I. Bei den Schaltmechanismen der Werkzeugmaschine, sowie bei den Ratschen für Handvorschub (Fig. 11, 12, Taf. II) kommen zum Eindrücken des Sperrkegels gewöhnlich Spiralfedern zur Anwendung, wie in den Fig. 7 bis 17 Taf. II. Bei der Uhlhorn'schen Kupplung (Fig. 1, 2, Taf. III) wird jeweilig einer der beiden eigenthümlich geformten Sperrkegel durch eine flache Feder in eine der in ungerader Anzahl (gewöhnlich 3) vorhandenen Zahnlücken des Sperrades eingelegt. Bei zurückbleibendem Sperrade wird die Feder weggedrückt, indem der Sperrkegel darunter durchgleitet. Bei der Pouyer'schen Kupplung (Fig. 3 bis 5, Taf. III) endlich werden die Sperrkegel durch Frictionsringe mit Schlitzhebeln bewegt, in deren Schlitze die Stirnzapfen kleiner Kurbeln eingreifen, die mit den Sperrkegeln auf gemeinschaftlichem Bolzen befestigt sind. Bei den Schaltmechanismen der Gattersägen (Fig. 6 bis 8, Taf. III, 8 und 9, Taf. VII) klemmen sich die Sperrbacken durch ihr eigenes Gewicht.

Bei den Windwerken ist der Sperrkegeldrehbolzen in den Ständern oder Windenschilden befestigt und stillstehend; bei den Motorenkupplungen ist derselbe an der Kupplungscheibe und bei den Schaltmechanismen endlich am Schalthebel oder Steuerhebel angebracht, sohin gezwungen, die Bewegungen dieses Maschinenbestandtheiles mitzumachen.

3. Dimensionsbestimmung. Im Folgenden ist die für die constructive Darstellung erforderliche Dimensionsbestimmung für die Sperrwerke mit außen verzahntem Sperrad durchgeführt. Die übrigen Sperrwerke, bei welchen die beanspruchenden Kräfte meist nicht genau bestimmbar, werden nach jeweilig vorliegenden besonderen Erfahrungen dimensioniert.

Bezeichnet man unter Berücksichtigung der Cotierung in Fig. 1 und 2, Taf. I, mit

z die Zähnezahl des Sperrades,

R den äußeren Halbmesser oder Radius des Sperrades in Millimeter,

t die Theilung des Sperrades im Bogenmaße am äußeren Radumfange gemessen, in Millimeter,

$\pi = 3{,}1416 \backsim 3{,}142$ die Ludolf'sche Zahl,

$\left(\frac{t}{\pi}\right)$ die Stichzahl,

λ die Zahnlänge in Millimeter,

b die Zahnbreite in Millimeter,

h die Höhe des Zahnfußes in Millimeter,

S die Beanspruchung des Zahnfußes in der stärkst gespannten Faser in Kilogramm auf einen Quadratmillimeter Querschnitt.

W das Trägheitsmoment des Zahnfußquerschnittes,

e die Entfernung der stärkst gespannten von der neutralen Faser,

$Z = \frac{W}{e} = \frac{b h^2}{6}$ den Querschnittsmodul des Zahnfußquerschnittes,

α den Winkel, welchen die Normale zur Stützlinie mit der Richtungslinie der Zahnflanke einschließt,

β den Winkel, welchen die Richtungslinie der Zahnflanke mit dem nach dem Angriffspunkt des Sperrkegels am äußeren Radumfange gezogenen Radius des Sperrades einschließt,

$\varphi = 0{,}2$ den Reibungscoefficient zwischen dem Sperrkegel und dem Sperrad,

$K = \frac{\operatorname{tg} \beta}{\operatorname{tg} \alpha}$ eine gewählte Verhältniszahl,

r den Halbmesser des von der Richtungslinie der Zahnflanke berührten mit dem Sperrad concentrischen Hilfskreises,

s die Länge der mit r zusammenfallenden, zwischen den Schenkeln des Winkels α eingeschlossenen Geraden,

L die Länge der Stützlinie,

P die an der Zahnspitze angreifende, in die Richtung der Stützlinie fallende Kraft in Kilogramm, entsprechend der Voraussetzung, dass der Sperrkegel nur an der Zahnspitze angreift,

so erhält man folgende Gleichungen:

$$P \cdot \lambda = S \cdot Z = S \cdot \frac{b h^2}{6} \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (1^*)$$

$$R = \frac{z}{2} \cdot \left(\frac{t}{\pi}\right) \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (2$$

$$r = R \cdot \frac{K \cdot \text{tg}\ \alpha}{\sqrt{1 + (K\ \text{tg}\ \alpha)^2}} \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (3^{**})$$

$$s = \frac{1}{K} \cdot r \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (4^{***})$$

---

*) Der Zahn ist auf Biegung beansprucht. Die Beanspruchung auf Abscherung durch die Kraft P, welche eintritt, wenn der Sperrkegel nur am Grunde der Zahnlücke angreift, ergibt unter Voraussetzung der Beanspruchung mit S kg/mm^2 des abzuscherenden Querschnittes

$$P = S \cdot b \cdot h.$$

Es liegt sohin, mit Rücksicht auf die im Folgenden eingehaltenen Verhältnisse, die Gefahr des Abscherens nicht vor, wenn der Gl. (1 genügt ist.

**) Aus Fig. 1, Taf. I, ergibt sich, da der Winkel $OEB = 90^\circ$

$$OE = OB \cdot \sin \beta$$

und weil $OE = r$ und $OB = R$.

$$r = R \sin \beta$$

nun ist aber bekanntlich

$$\sin \beta = \frac{\text{tg}\ \beta}{\sqrt{1 + \text{tg}^2\ \beta}}$$

und mithin

$$r = R \cdot \frac{\text{tg}\ \beta}{\sqrt{1 + \text{tg}^2\ \beta}}.$$

Hieraus ergibt sich endlich durch Einführung des Wertes

$$\text{tg}\ \beta = K \cdot \text{tg}\ \alpha$$

die Gleichung

$$r = R \cdot \frac{K\ \text{tg}\ \alpha}{\sqrt{1 + (K\ \text{tg}\ \alpha)^2}}.$$

***) Aus Fig. 1, Taf. I, ergibt sich ferner

$$EO = EB \cdot \text{tg}\ \beta$$
$$EF = EB \cdot \text{tg}\ \alpha$$

und hieraus

$$\frac{EO}{EF} = \frac{\text{tg}\ \beta}{\text{tg}\ \alpha} = K$$

zu deren Specialisierung man nehmen kann:

$z = 11$ bis 25
$\lambda = 0{,}25\ t$ bis $0{,}5\ t$
$b = 0{,}5\ t$ bis t
$h = 0{,}7\ t$
$S = 1$ bis $3\ kg/mm^2$ für Windwerksräder von Gußeisen ersteres für kleinere, letzteres für größere Theilungen und beziehungsweise größere oder kleinere Winkelgeschwindigkeit der eventuellen Bewegung des Sperrades gegen den Sperrkegel.
$S = 0{,}25$ bis $0{,}75\ kg/mm^2$ für Kupplungsräder von Gußeisen.
$\mathrm{tg}\ \alpha = 1{,}2\ \varphi$ bis $2\ \varphi$.*)
$K = 0{,}8$ bis 1.**)

Setzt man als Mittelwerte in die Gl. (1

$$\lambda = 0{,}35\,t;\ b = 0{,}8\,t;\ h = 0{,}7\,t \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (5$$

so erhält man durch Entwicklung

$$P = 0{,}187\,.\,S\,.\,t^2 \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (6$$

und hieraus

$$t^2 = \frac{1}{0{,}187}\,.\,\frac{P}{S} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (7$$

---

und weil

$$EO = r;\ EF = s$$
$$\frac{r}{s} = K$$

woraus endlich folgt

$$s = \frac{1}{K}\,.\,r$$

*) Damit der Sperrkegel beim Einklinken nicht an der Zahnspitze hängen bleibt, muſs die zur Anlage kommende Zahnflanke des Sperrades eine bestimmte Neigung gegen die Stützlinie des Sperrkegels aufweisen, derart, daſs der Winkel α größer ausfällt als der dem Reibungscoefficienten φ entsprechende Reibungswinkel. Da nun φ die trigonometrische Tangente des Reibungswinkels vorstellt, so ist dieser Bedingung genügt, wenn

$$\mathrm{tg}\ \alpha > \varphi$$

genommen wird.

**) Die Stützlinie AB (Fig. 1, Taf. I) kann entweder den Umfangkreis des Sperrades schneiden, oder denselben tangieren. Im ersten Falle wird $\alpha > \beta$ und somit $K < 1$, im zweiten Falle wird $\alpha = \beta$ und $K = 1$. Der erste Fall gibt weniger unterschnittene Zähne als der zweite.

und endlich

$$t = 2{,}31 \sqrt{\frac{P}{S}} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (8$$

Die Gl. (6 dient dazu, für bestimmte Werte von t die zugehörigen Werte von P zu berechnen, um eine Tabelle hiefür anzulegen.

Die Gl. (8 gibt direct die Größe der Theilung für einen beliebigen Wert von P und dient daher zur Dimensionsbestimmung, sobald P bekannt ist.

In den meisten Fällen ist nun zunächst das Torsionsmoment (PR) der Sperradwelle bekannt und man muſs R annehmen, wenn man P kennen will.

Es erscheint jedoch zweckmäßiger z zu wählen und darnach t und R zu bestimmen. Man erhält hiefür unter den Voraussetzungen der Gl. (6 bis (8

$$t = 3{,}23 \,.\, \sqrt[3]{\frac{1}{S}} \,.\, \sqrt[3]{\frac{PR}{z}} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (9^{*})$$

Den nach Gl. (8 oder (9 erhaltenen Wert kann man im allgemeinen nach einer beliebigen Scala abrunden. Zweckmäßig ist es, denselben nach ganzen Stichzahlen abzurunden, wonach man stets eine ganze Zahl für den Theilkreisdurchmesser erhält und kann man sich hierzu folgender Tabelle bedienen.

---

*) Aus Gl. (2 folgt

$$t = \frac{2\pi R}{z}.$$

Verbindet man diese Gl. mit jener (7 durch beiderseitige Multiplication, so erhält man

$$t^3 = \frac{1}{0{,}187} \cdot \frac{P}{S} \cdot \frac{2\pi R}{z} = \frac{2\pi}{0{,}187} \cdot \frac{1}{S} \cdot \frac{PR}{z}$$

und hieraus

$$t = \sqrt[3]{\frac{2\pi}{0{,}187}} \cdot \sqrt[3]{\frac{1}{S}} \cdot \sqrt[3]{\frac{PR}{z}} = 3{,}23 \,.\, \sqrt[3]{\frac{1}{S}} \cdot \sqrt[3]{\frac{PR}{z}}$$

Durch Umkehrung ergibt sich hieraus noch die folgende, zur Anlegung einer Tabelle dienliche Gl.:

$$\frac{PR}{z} = \frac{0{,}187}{2\pi} \,.\, S \,.\, t^3 = 0{,}0298 \,.\, S \,.\, t^3;$$

für die tabellarische Ausrechnung hat man auch

$$\left(\frac{PR}{z}\right) = P \,.\, \left(\frac{t}{2\pi}\right)$$

Tabelle für Sperräder.

$$t = 2{,}31 \sqrt{P} = 3{,}23 \sqrt[3]{\frac{PR}{z}}; \quad S = 1 \; kg/mm^2.$$

$\left(\frac{t}{\pi}\right)$	t	P	$\left(\frac{PR}{z}\right)$	$\left(\frac{t}{\pi}\right)$	t	P	$\left(\frac{PR}{z}\right)$
2	6,283	7,4	7,4	12	37,699	266	1584
3	9,425	16,6	25,0	14	43,982	362	2538
4	12,566	29,5	59,0	16	50,265	472	3779
5	15,708	46,1	115,3	18	56,549	598	5390
6	18,850	66,4	199,2	20	62,832	738	7380
7	21,991	90,5	317,3	22	69,115	895	9920
8	25,133	118,0	472,4	24	75,398	1062	12670
9	28,274	149,4	673,7	26	81,681	1248	16240
10	31,416	184,4	922,6	28	87,965	1448	20300
11	34,558	223,8	1240,0	30	94,248	1660	24900

Die Gl. (3 und (4 ergeben specialisiert und nach oben abgerundet

für tg $\alpha = 0{,}3$ und $K = 0{,}8$ (die Stützlinie schneidet den Sperradkreis, wie in Fig. 1, Taf. I, gezeichnet)

$$\left.\begin{aligned} r &= 0{,}25\,R \\ s &= 1{,}25\,r \end{aligned}\right\} \quad \ldots\ldots \quad (10$$

für tg $\alpha = 0{,}3$ und $K = 1$ (die Stützlinie tangiert den Sperradkreis, wie in Fig. 4, Taf. I, gezeichnet)

$$\left.\begin{aligned} r &= 0{,}3\,R \\ s &= r \end{aligned}\right\} \quad \ldots\ldots \quad (11$$

Die Länge des Sperrkegels variiert innerhalb weiter Grenzen und findet man

$$L = 0{,}5\,R \text{ bis } 2\,R.$$

Bei Windwerken liegt die Aufgabe gewöhnlich so, dass man mit der Achse des Sperrkegeldrehbolzens an einen bestimmten Platz treffen soll. Will man in solchem Falle die Zahnflanken nach Gl. (10 ausführen, so wählt man sich zunächst B beliebig, und construiert dortselbst mit r und s die Winkel α und β und erhält hiermit die entsprechende Richtung der Stützlinie, wie in Fig. 3, Taf. I, durchgeführt. Hierauf schneidet man die Stützlinie durch einen aus O beschriebenen, durch den vorgeschriebenen Sperrkegeldrehpunkt A_1 gehenden Kreis und erhält hiermit die Länge des Sperrkegels und hat nun B nach B_1, mit A nach A_1 zu drehen, wie durch den Pfeil angedeutet, um in $A_1\,B_1$ die richtige Lage der Stützlinie zu erhalten. Dieselbe Construction ist in beiden

Fällen durchzuführen, wenn bei bestimmter Länge des Sperrkegels der Drehpunkt desselben in eine bestimmte Gerade fallen soll. Der Drehungskreis wird dann, nachdem die Länge des Sperrkegels BA aufgetragen ist, durch A gezogen und ergibt im Schnittpunkt mit der vorgezeichneten Geraden die Lage des gesuchten Drehpunktes A_1. In Fig. 4, Taf. I, ist die letztere Aufgabe unter Voraussetzung der Gl. (11 gelöst. Es läßt sich übrigens im letzteren Falle mit Hilfe des an beliebiger Stelle zu zeichnenden Dreieckes OAB (Fig. 5, Taf. I) direct die Entfernung a des Sperrkegeldrehbolzens vom Radmittelpunkt bestimmen, sobald L gegeben ist und umgekehrt.

Bezeichnet man ferner, unter Berücksichtigung der Cotierung in Fig. 2, Taf. I, mit

d den Durchmesser des Sperrkegeldrehzapfens in Millimeter,
l die Länge desselben in Millimeter,
S die Beanspruchung desselben in der stärkst gespannten Faser in Kilogramm auf einen Quadratmillimeter Querschnitt,
d' den Durchmesser der Sperradwelle in Millimeter,
S' die Beanspruchung derselben durch Torsion in der stärkst gespannten Faser in Kilogramm auf einen Quadratmillimeter Querschnitt, unter Rücksichtnahme auf die nicht weiter in Rechnung gezogene Biegung,

so erhält man nach den bekannten Regeln der Festigkeitslehre die Gleichungen

$$d = \sqrt[3]{\frac{16}{\pi \cdot S} \cdot P \cdot l} \quad \ldots \ldots \ldots \ldots (12$$

$$d' = \sqrt[3]{\frac{16}{\pi \cdot S'} \cdot P \cdot R} \quad \ldots \ldots \ldots \ldots (13$$

zu deren Specialisierung man nehmen kann

$l = b$
$S = 6$ bis $7{,}5\ kg/mm^2$ für Schmiedeisen,
$S' = 2$ bis $4\ kg/mm^2$ für schmiedeiserne Wellen der Winden und Krahne, ersteres für dünnere, letzteres für dickere,
$S' = 1$ bis $2\ kg/mm^2$ für schmiedeiserne Transmissionswellen.*)

*) Hier gilt der kleinere Wert für dünnere Transmissionswellen und solche, welche durch größere Entfernung der Lagerung eine größere Beanspruchung auf Biegung erfahren, weil die rechnungsmäßige Verfolgung der letzteren im allgemeinen zu umständlich ist, obwohl in speciellen Fällen die graphische Berechnung auf Torsion und

Für $S = 7{,}5\ kg/mm^2$ ergibt sich nach Ausrechnung der Constanten nach Gl. (12 der Durchmesser des schmiedeisernen Sperrkegeldrehzapfens

$$d = 0{,}879 \sqrt[3]{P \cdot l} \quad \text{(14}$$

und für $S' = 2\ kg/mm^2$ aus Gl. (13 der Durchmesser der schmiedeiserne Welle

$$d' = 1{,}366 \sqrt[3]{P \cdot R} \quad \text{(15*)}$$

Biegung der Vorstellung sehr förderlich ist. Hierbei kann bis $S = 6\ kg/mm^2$ für das ideelle Biegungsmoment zugelassen werden.

Man kann jedoch auch der Beanspruchung auf Biegung dadurch Rechnung tragen, dafs man den nach Gl. (13, (15 oder (17 für $S = 2\ kg/mm^2$ berechneten oder der zugehörigen Tabelle entnommenen Durchmesser entsprechend gröfser annimmt, u. zw. um

20 mm stets bei besonders kräftig zu dimensionierenden ersten Wellen.
18 mm bei dünnen Transmissionswellen bis 40 mm Durchmesser.
15 mm bei gewöhnlichen Transmissionswellen von 40 „ 60 mm „
10 mm „ „ „ „ 60 „ 90 mm „
5 mm „ „ „ „ 90 „ 110 mm „

Für lange Transmissionswellen aus Schmiedeisen erhält man unter Berücksichtigung der Verdrehung die Gl.

$$d = 120 \sqrt[4]{\frac{N}{n}},$$

welche für $\frac{N}{n} < 1$ gröfsere Werte ergibt als obige Gl. (17. Die Entfernung der Wellenlagermittel nehme man normal bei gewöhnlichen Transmissionswellen bis 50 mm Durchmesser, 1,5 bis 2 m, von 50 bis 70 mm Durchmesser gleich 2,25 bis 2,5 m und bei stärkeren gleich 2,5 bis 2,75 m und lege die Hauptantriebscheibe neben ein Lager oder zwischen zwei dicht angeschobene Lager. Gröfsere Lagerentfernungen sollen nur in Ausnahmsfällen angewendet werden.

*) Will man statt dem dieser Gl. zugrunde liegenden Wert von $S' = 2\ kg/mm^2$ einen gröfseren oder kleineren S'' anwenden, so hat man den aus Gl. (15 berechneten Wert mit $\sqrt[3]{\frac{S'}{S''}}$ zu multiplicieren, denn es ist sodann nach Gl. (13, wenn der S'' entsprechende Wellendurchmesser mit d'' bezeichnet wird

$$d' = \sqrt[3]{\frac{16}{\pi S'} \cdot PR}$$

$$d'' = \sqrt[3]{\frac{16}{\pi S''} \cdot PR}$$

und man erhält durch Division dieser beiden Gl.

$$\frac{d''}{d'} = \sqrt[3]{\frac{S'}{S''}}$$

und somit

$$d'' = d' \cdot \sqrt[3]{\frac{S'}{S''}}$$

Bei den Motorenkupplungen ist (PR) nicht direct gegeben, dafür aber ist die Anzahl der zu übertragenden Pferdestärken N und die minutliche Umdrehungszahl der Welle n bekannt und man erhält hieraus

$$PR = 716200 \,.\, \frac{N}{n} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (16^*)$$

Substituiert man den Wert von (PR) aus Gl. (16 in (15, so erhält man zu directer Berechnung von d' aus $\left(\frac{N}{n}\right)$ wieder unter Voraussetzung von $S' = 2 \; kg/mm^2$

$$d' = 122 \sqrt[3]{\frac{N}{n}} \sim 120 \sqrt[3]{\frac{N}{n}} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (17$$

Die Durchmesser d und d' werden passend abzurunden sein und ist bei den Abrundungen im folgenden die Scala der vom österr. Ingenieur- und Architekten-Verein festgesetzten Kalibermaße zu Grunde gelegt, für welche die folgende Tabelle (S. 18) der Wellendurchmesser nach Gl. (15 und (17 berechnet ist. Die Durchmesser über 100 *mm* sind nach Zehnern abgerundet.**)

Der Sperrkegel ist entweder auf Druck beansprucht, wie in Fig. 1, Taf. I, oder auf Zug, wie in Fig. 8, Taf. I, und wird nach dem Gefühle gezeichnet.

Läſst sich der Sperrkegel nicht ohne weiters mit der Hand anfassen, so wird er mit Handgriffen versehen, wie in Fig. 9 und 10, Taf. I, oder er wird durch eine Zugstange bewegt, wie in Fig. 1 bis 3, Taf. II. Diese Theile werden ebenfalls nach dem Gefühle gezeichnet.

---

*) Es ist nämlich, da hier R in Millimetern erscheint, und 75 Meterkilogramm gleich einer Pferdestärke sind $(75\, mk = 1\, PS)$:

$$N = \frac{2\pi \,.\, \left(\frac{R}{1000}\right) \,.\, n \,.\, P}{60 \,.\, 75}$$

und daraus folgt

$$P \,.\, R = \frac{60 \,.\, 75 \,.\, 1000}{2\pi} \,.\, \frac{N}{n}$$

oder abgerundet

$$PR = 716200 \,.\, \frac{N}{n}$$

**) Die Kalibermaße unter 26 *mm* sind:
5, 7, 8, 10, 12, 13, 14, 15, 16, 18, 20, 23, 25 (Zeitschrift des österr. Ing.- und Arch.-Vereins 1874, Jhg. XXVI. S. 60).

In Fig. 6, Taf. I, ist ein Kaliberbolzen mit dem zugehörigen Kaliberring gezeichnet.

Tabelle für schmiedeiserne Wellen.

$$d' = 1{,}366 \sqrt[3]{PR} = 122 \sqrt[3]{\frac{N}{n}};\ S' = 2\ kg/mm^2.^{*)}$$

d'	PR	$\frac{N}{n}$	d'	PR	$\frac{N}{n}$
26	6859	0,0096	65	107845	0,150
28	8612	0,012	70	134696	0,188
30	10603	0,015	72	146593	0,205
32	12868	0,018	75	165670	0,231
33	14112	0,019	80	201062	0,280
35	16837	0,023	85	241167	0,337
36	18322	0,024	90	286278	0,398
40	25133	0,035	95	336691	0,470
42	29094	0,040	100	392700	0,548
45	35785	0,050	110	522684	0,730
48	43429	0,060	120	678586	0,946
50	49088	0,068	130	862762	1,204
52	55217	0,077	140	1077569	1,503
55	65335	0,091	150	1325363	1,850
60	84823	0,117	160	1608496	2,240

Sperräder für ausnahmsweise hohe Beanspruchung erhalten Seitenscheiben zur Verstärkung der Zähne, wie in Fig. 4, Taf. II, gezeichnet, oder sie werden, wie auch solche mit sehr feiner Theilung, aus Schmiedeeisen hergestellt und erfahrungsgemäß dimensioniert.

1. Beispiel. Das Sperrad vom Halbmesser R sitzt auf der Trommelwelle eines Windwerkes. Die Last $Q = 550\ kg$ hängt am Trommelhalbmesser $\varrho = 90\ mm$ (Fig. 5, Taf. II). Es sind die Hauptdimensionen des Sperrwerkes zu bestimmen, welches in der Detailconstruction nach Fig. 2 und 3, Taf. I, ausgeführt werden soll. Die Beanspruchung des Sperrades soll betragen $S = 1{,}5\ kg/mm^2$, jene der Trommelwelle $S' = 3\ kg/mm^2$. Das Sperrad soll 13 Zähne erhalten.

Nach Fig. 4, Taf. II, ergibt sich für den Gleichgewichtszustand

$$PR = Q\varrho = 49500 \text{ und hiermit } \frac{PR}{z} = \frac{49500}{13} = 3807$$

und wenn man die Tabelle S. 14 für die Sperradtheilung benützt, so hat man

---

*) Soll die Beanspruchung S'' statt $S' = 2\ kg/mm^2$ betragen, so hat man die in Berechnung stehenden Torsionsmomente mit $\frac{S'}{S''} = \frac{2}{S''}$ zu multiplicieren oder durch $\left(\frac{S''}{2}\right)$ zu dividieren, und die so reducierten Momente in der Tabelle aufzusuchen.

darin in der Rubrik $\left(\frac{PR}{z}\right)$ die Zahl 3807 : 1,5 = 2538 zu suchen, weil hier $S = 1{,}5\ kg/mm^2$, und man erhält

$$\left(\frac{t}{\pi}\right) = 14;\ t = 43{,}982.$$

Mit Benützung der Tabelle S. 18 für den Wellendurchmesser ergibt sich, indem man darin in der Rubrik (PR) die Zahl 49500 : 1,5 = 33000 aufsucht, weil hier $S' = 3\ kg/mm^2$, in der Tabelle aber $S' = 2\ kg/mm^2$ und $\frac{3}{2} = 1{,}5$ sich ergibt, für den zunächst liegenden Wert $PR = 35785$

$$d' = 45\ mm.$$

Ohne Benützung der Tabellen erhält man nach Gl. (9

$$t = 3{,}23\sqrt[3]{\frac{1}{S}}\cdot\sqrt[3]{\frac{PR}{z}} = 3{,}23\sqrt[3]{\frac{1}{1{,}5}}\cdot\sqrt[3]{3807} = 3{,}23\sqrt[3]{\frac{3807}{1{,}5}} = 43{,}928$$

und hiermit, bei Abrundung auf eine ganze Stichzahl der Scala nach Tabelle S. 14 wie zuvor $\left(\frac{t}{\pi}\right) = 14;\ t = 43{,}982.$

Die Gl. (13 ergibt für den Wellendurchmesser

$$d' = \sqrt[3]{\frac{16}{\pi\,.\,S'}\,.\,PR} = \sqrt[3]{\frac{16}{\pi\,.\,3}\,.\,49500} = 1{,}366\sqrt[3]{\frac{2}{3}\,.\,49500} = 43{,}8$$

und somit, bei Abrundung auf ein Kalibermaß nach der Scala der Tabelle S. 18 wie zuvor $d' = 45\ mm$.

Man erhält ferner nach Gl. (2 den Halbmesser des Sperrades

$$R = \frac{z}{2}\,.\left(\frac{t}{\pi}\right) = \frac{13}{2}\,.\,14 = 91\ mm.$$

Die Zahndimensionen sind

$$\lambda = 0{,}35\ t = 15{,}4 \backsim 15\ mm;\ b = 0{,}8\ t = 35{,}2 \backsim 35\ mm;$$
$$h = 0{,}7\ t = 30{,}8 \backsim 31\ mm.$$

Endlich wird nach Gl. (10 für die Zeichnung der Zahnflanken bei schneidender Stützlinie

$$r = 0{,}25\ R = 22{,}75 \backsim 23\ mm;\ s = 1{,}25\ r = 28{,}75 \backsim 29\ mm$$

und die Länge des Sperrkegels L ergibt sich aus der Zeichnung nach Fig. 3, Taf. I.

Nun wird der Stützendruck $P = \frac{Q\,\varrho}{R} = \frac{49500}{91} = 544\ kg$ und hiermit erhält man nach Gl. (14 für den Sperrkegeldrehzapfen von der Länge

$$l = b = 35\ mm;\ d = 0{,}879\sqrt[3]{Pl} = 0{,}879\sqrt[3]{544\,.\,35} = 23{,}47 \backsim 23\ mm$$

nach Kalibermaß abgerundet. Zur Befestigung kommt nach der Whitworth'schen Scala die Schraube Nr. 6, gleich $^6/_8$ oder $^3/_4$ Zoll englisch in Anwendung.*)

*) In der folgenden Tabelle der Schrauben nach der Whitworth'schen Scala bezeichnet die Nummer der Schraube die Anzahl der Achtelzolle englisch, welche der Durchmesser misst, bis Nr. 16 und von hier ab steigt selbe nach Viertelzollen.

2. Beispiel. Das Sperrad vom Halbmesser R sitzt auf der zweiten Vorgelegewelle eines Windwerkes mit doppelter Räderübersetzung (Fig. 6, Taf. II). Die Last $Q = 1250$ *kg* hängt am Trommelhalbmesser $\rho = 120$ *mm*. Es sind die Hauptdimensionen des Sperrwerkes zu bestimmen, welches nach Fig. 9 und 10, Taf. I,

---

Tabelle der Schrauben nach Whitworths Scala.

Nr.	d Zoll engl.	d *mm*	d_1 *mm*	D *mm*	n_1	n_2	d_2 *mm*	Für die Zeichnung abgerundet		$S = 2,8$	$S = 2,5$
								$h = d$ *mm*	D *mm*	P *kg*	
2	$^1/_4$	6,35	4,723	13,49	20	100	7	6,4	13,5	50	45
$2^1/_2$	$^5/_{16}$	7,937	6,107	16,51	18	90	8	7,9	16,5	80	70
3	$^3/_8$	9,525	7,492	17,859	16	80	10	9,5	18	125	115
$3^1/_2$	$^7/_{16}$	11,112	8,740	21,11	14	70	12	11,1	21	170	150
4	$^1/_2$	12,7	9,990	23,217	12	60	13	12,7	23	220	200
5	$^5/_8$	15,875	12,918	27,979	11	55	16	15,9	28	370	330
6	$^3/_4$	19,05	15,797	32,94	10	50	20	19	33	550	500
7	$^7/_8$	22,225	18,611	37,703	9	45	23	22,2	38	750	690
8	1	25,4	21,334	42,465	8	40	26	25,4	42,5	1010	910
9	$1^1/_8$	28,575	23,929	47,228	7	35	30	28,6	47	1270	1140
10	$1^1/_4$	31,75	27,104	51,99	7	35	32	31,8	52	1630	1470
11	$1^3/_8$	34,925	29,503	56,356	6	30	36	34,9	56	1940	1740
12	$1^1/_2$	38,1	32,678	61,515	6	30	40	38,1	61,5	2350	2140
13	$1^5/_8$	41,275	35,280	66,53	5	25	42	41,3	66,5	2690	2490
14	$1^3/_4$	44,45	37,840	71,75	5	25	45	44,5	72	3180	2860
15	$1^7/_8$	47,625	40,380	76,95	$4^1/_2$	$22^1/_2$	50	47,6	77	3700	3260
16	2	50,8	43,430	82,5	$4^1/_2$	$22^1/_2$	52	50,8	82,5	4260	3770
17	$2^1/_4$	57,15	49,020	88,0	4	20	60	57,2	88	5280	4800
18	$2^1/_2$	63,5	55,370	95,0	4	20	65	63,5	95	6780	6140
19	$2^3/_4$	69,85	60,450	103,0	$3^1/_2$	$17^1/_2$	70	69,9	103	8050	7300
20	3	76,2	66,800	112,0	$3^1/_2$	$17^1/_2$	80	76,2	112	9880	8920

Das Gewinde ist mit englischem Schneidzeug nach englischem Maße hergestellt und erfordert bloß nummerierte Lehren zur Messung. Der Durchmesser des glatten Bolzens d_2 wird zweckmäßig etwas größer als jener des Gewindes, damit letzteres bei eingepaßsten Schrauben leicht durch das Bolzenloch hindurchgehe, und ist nach Kalibermaß abgerundet. Die Schraubenkopfhöhe wird bei Kopfschrauben gleich der Mutterhöhe h d. i. gleich dem äußeren Gewindedurchmesser d und bei Mutterschrauben gleich 0,7 d. Die in der Tabelle angesetzten Werte der Tragfähigkeit P sind für die Zugbeanspruchung $S = 2,8$ kg/mm^2 (nach Morin) und für $S = 2,5$ kg/mm^2 (nach Reuleaux) im Querschnitt des Gewindekernes berechnet nach der Formel $P = \frac{\pi}{4} \cdot d_1^2 \cdot S$ woraus sich bei gegebener Belastung P der Kerndurchmesser, d_1 der entsprechenden Schraube ergibt: $d_1 = 0,67 \sqrt{P}$ beziehungsweise

an der Innenseite des Windenständers angebracht ist, derart, dass der Sperrkegel sich auf die obere Ständerverbindung stützt. Die Beanspruchung des Sperrades soll betragen $S = 1\ kg/mm^2$, jene der Sperradwelle (zweite Vorgelegewelle) $S' = 2\ kg/mm^2$. Das Sperrad soll 13 Zähne erhalten. Die Zahnräder des Windwerkes erhalten die Zähnezahlen $z_1 = 13$; $z_2 = 49$; $z_3 = 13$; $z_4 = 78$. Der Halbmesser der Windenkurbeln beträgt $a = 400\ mm$ und die Kraft K am Kurbelhalbmesser werde mit 20 % Zuschlag für die Reibungswiderstände berechnet, also nach Fig. 6, Taf. II, aus der Gleichung:

$$K = 1{,}2 \cdot \frac{\varrho}{a} \cdot \frac{R_1}{R_2} \cdot \frac{R_3}{R_4} \cdot Q = 1{,}2 \cdot \frac{\varrho}{a} \cdot \frac{z_1}{z_2} \cdot \frac{z_3}{z_4} \cdot Q = 20\ kg.$$

Das Sperrad hat das Torsionsmoment von Seite der Last auszuhalten, nämlich; $PR = \frac{R_3}{R_4} \cdot Q \cdot \varrho = \frac{z_3}{z_4} \cdot Q \cdot \varrho = 25000$; demnach wird für $z = 13$; $\left(\frac{PR}{z}\right) = 1923$ und dem entspricht nach der eben für $S = 1\ kg/mm^2$ berechneten Tabelle S. 14:

$$\left(\frac{t}{\pi}\right) = 14;\ t = 43{,}982 \backsim 44\ mm.$$

Hiermit wird nach Gl. (2:

$$R = \frac{z}{2} \cdot \left(\frac{t}{\pi}\right) = \frac{13}{2} \cdot 14 = 91\ mm.$$

und somit

$$P = \frac{25000}{91} = 274{,}7 \backsim 275\ kg,$$

d. i. der Druck des Sperrkegels auf die Ständerverbindung, welche schon aus anderen Gründen stärker wird.

Die Sperradwelle wird beim Aufwinden der Last Q annähernd durch das Torsionsmoment seitens der Handkurbeln:

$$PR = \frac{R_2}{R_1} \cdot K \cdot a = \frac{z_2}{z_1} \cdot K \cdot a = 30154$$

beansprucht und dem entspricht nach der eben für $S' = 2\ kg/mm^2$ berechneten Tabelle S. 18 der zunächstliegende Wellendurchmesser $d' = 42\ mm$.

$d_1 = 0{,}7 \sqrt{P}$. Die **Unterlegsscheiben** werden am besten cylindrisch, mit gerundeter Kante, abgedreht und im Durchmesser gleich $^4/_3$, in der Höhe gleich $^1/_{10}$ der Schlüsselweite D ausgeführt.

Die Schrauben von $^1/_4$ bis $1^1/_2$ Zoll sind übereinstimmend mit der vom österr. Ingenieur- und Architekten-Verein festgestellten Scala, welcher auch die zugehörigen Schlüsselweiten entnommen sind (Zeitschrift des österr. Ing.- und Arch.-Vereins 1874, Jhg. XXVI., S. 64); jedoch sind auch die Schrauben Nr. $2^1/_2$ und Nr. $3^1/_2$ in die Tabelle aufgenommen, welche sowie die übrigen dem Gebrauche in der Praxis mit einer nach der Formel $D = 5\ mm + 1{,}4\ d$ berechneten Schlüsselweite entsprechen. In der Tabelle bezeichnen noch n_1 die Anzahl der Gewindgänge auf 1 Zoll englisch, n_2 die Anzahl der Gewindgänge auf 127 mm. In der Zeichnung ist nur zu cotieren: die Schraubennummer, d_2 und die Schraubenlänge.

Die Sperrkegellänge bestimmt sich wie im vorhergehenden Beispiele durch die, vermöge der Disposition der Ständerverbindung, gegebene Lage seiner Drehungsachse.

3. Beispiel. Es sind die Dimensionen des Sperrwerkes der Pouyer'schen Kupplung allgemein zu bestimmen, für die Übertragung von N Pferdestärken bei n Umdrehungen in der Minute, unter der Voraussetzung, dass die Beanspruchung der Sperradzähne $S = 0{,}75\ kg/mm^2$, und jene der zugehörigen Transmissionswelle $S' = 2\ kg/mm^2$ betrage. Das Sperrad soll 13 Zähne erhalten.

Nach Gl. (9 erhält man für das Sperrad die Theilung unter obiger Voraussetzung:

$$t = 3{,}23 \sqrt[3]{\frac{1}{S}} \cdot \sqrt[3]{\frac{PR}{z}} = 3{,}23 \sqrt[3]{\frac{1}{0{,}75 \cdot 13}} \cdot \sqrt[3]{PR} = 1{,}51 \sqrt[3]{PR}$$

und nach Gl. (15 für den Wellendurchmesser $d' = 1{,}366 \sqrt[3]{PR}$, somit durch Substitution:

$$t = \frac{1{,}51}{1{,}366} \cdot d' = 1{,}105\ d'$$

und ferner nach Gl. (2 für den Halbmesser des Sperrades

$$R = \frac{z}{2} \cdot \left(\frac{t}{\pi}\right) = \frac{13 \cdot 1{,}105}{2 \cdot 3{,}142}\ d' = 2{,}25\ d';$$

endlich für die Zahnbreite der Sperrades

$$b = 0{,}8\ t = 0{,}8 \cdot 1{,}105\ d' = 0{,}884\ d' \backsim 0{,}9\ d'$$

übereinstimmend mit der Cotierung in Fig. 3 und 4, Taf. III. Hierbei sind die ferneren Zahndimensionen: $\lambda = 0{,}35\ t$; $h = 0{,}7\ t$. Macht man die Stützlinie wie in Fig. 4, Taf. I, tangierend an den Sperradkreis, so wird das Dreieck AOB (Fig. 5, Taf. I) rechtwinklig und man erhält: $a^2 = R^2 + L^2$, woraus $a = \sqrt{R^2 + L^2}$ und wenn man wählt $L = 0{,}9\ R$, so wird ferner $a = \sqrt{1{,}81\ R^2} = 1{,}35\ R$; oder abgerundet $L = 2\ d'$ und $a = 3\ d'$, ebenfalls übereinstimmend mit der Cotierung in Fig. 3 und 4, Taf. III.

4. Herstellung der Sperrwerke. Das Modell des Sperrades wird zum Gusse wie das eines gewöhnlichen Zahnrades eingeformt. Gewöhnlich werden nur die Sperrwerke der Kraftmaschinen nach dem Gusspußen mit besonderer Genauigkeit hergestellt, derart, dass Sperrkegel und Flanke auf Minium aufgepasst mit Meißel und Feile bearbeitet werden. Die Sperrwerke der Schaltmechanismen zeigen wohl ebenfalls fast durchwegs bearbeitete Flächen, wobei jedoch in der Regel nicht Zahn um Zahn des Sperrades vom Schlosser in gleicher Weise exact reguliert ist.

Die Sperräder der Windwerke und Kupplungen werden gewöhnlich aus Gusseisen hergestellt, mit im Guss ausgesparten Zahnlücken und Nabenlöchern, und erfolgt die Bearbeitung nur an der Nabe; jene der Schaltmechanismen bei größeren Theilungen ebenso; dagegen letztere bei kleineren Theilungen aus Gusseisen oder Schmiedeisen, mit vollem Kranze

gegossen oder geschmiedet und, nach vollständiger Ausführung der Dreharbeit, auf der Räderfräsmaschine gezahnt, durch Einfräsen der Zahnlücken. Namentlich scharf gezahnte Sperräder letzterer Art (Fig. 7 und 17, Taf. II) werden aus Schmiedeisen hergestellt und, zur Erzielung harter Oberflächen, nach vollständiger Bearbeitung im Einsatze gehärtet.

Der Sperrkegel wird gewöhnlich aus Schmiedeisen hergestellt, voll geschmiedet und entweder nur an der Nabe auf der Verticalbohrmaschine und Drehbank bearbeitet und übrigens vom Schlosser katzgrau gefeilt, oder er wird auf der Shapingmaschine und Nuthstoßmaschine auch allseitig bearbeitet; letzteres ist bei den Schaltmechanismen der Werkzeugmaschinen der Fall, bei welchen auch der Sperrkegel sammt dem zugehörigen Drehzapfen nach vollständiger Bearbeitung im Einsatze gehärtet wird.

Nach beiden Seiten wirkende Sperrkegel der Schaltmechanismen erhalten zweckmäßig gewöhnliche Zahnräder mit Cycloidenverzahnung als Sperräder (Fig. 15, Taf. II).

Der Bearbeitung des Sperrkegels geht das Anreißen desselben am Anreißtisch voran. Für das Anreißen des Stückes, in welchem die Welle gelagert und der Sperrkegeldrehzapfen befestigt ist, ist allein die Achsenentfernung a maßgebend (Fig. 5, Taf. I). Liegt die Stirnfläche des Wellenlagers mit jener des Angusses für das Zapfenloch nicht in derselben Ebene, so bedient man sich zum Anreißen eines Stangenzirkels mit senkrecht zur Stange verschiebbaren Nadelspitzen.

Ist der Platz neben dem Sperrad auf der Welle desselben auf einer Seite desselben entsprechend weit frei, wie in Fig. 10, Taf. I, so wird zur Befestigung ein Nasenkeil (Fig. 11, Taf. I) angewendet, flach (Fig. 12, Taf. I) oder versenkt (Fig. 13, Taf. I), welcher in der Höhendimension schwach conisch ausläuft und einen Anzug gleich $^1/_{100}$ der Länge in der Radnabe erhält; andernfalls wird ein eingelassener Keil angewendet, über welchen das Sperrad aufgeschoben wird (Fig. 1 bis 4, III).*) Der versenkte und der eingelassene Keil wird zur Hälfte in die Welle und zur Hälfte in die Radnabe eingelassen. Der Keil ist aus Stahl herzustellen.

---

*) Passende Keildimensionen ergeben im allgemeinen für den Wellendurchmesser d' nach der Cotierung in Fig. 12 und 13, Taf. I, die Formeln:

$$\xi = 3\ mm + 0{,}25\ d';\ \zeta = 3\ mm + 0{,}15\ d'.$$

Bei Anwendung eines flachen Keiles wird die Keilfläche an der Welle vom Schlosser angefeilt, bei versenktem und eingelassenem Keil wird die Keilnuth am besten mittels der Langlochbohrmaschine oder Nuthenfräsmaschine hergestellt. Die Keilnuth in der Sperradnabe wird selten eingemeißelt, gewöhnlich auf der Nuthstoßmaschine eingestoßen und vom Schlosser beim Keileinpassen ausgefeilt.

In Zeichnungen und Skizzen erfolgt die Materialschraffierung am besten wie in Fig. 14, Taf. I, angegeben ist.

II. Die Bremswerke.

1. Zweck und Arten der Bremswerke. Die Bremswerke dienen, insoweit sie hier in Betracht kommen, dazu, die Geschwindigkeit einer, unter dem Einflusse einer constanten Kraft, rotierenden Maschinenwelle möglichst constant zu erhalten oder zu vermindern, eventuell bis auf Null zu reducieren.

Sie finden Anwendung bei Winden und Krahnen, als sogenannte Bandbremsen, und bewirken daselbst die Verhinderung eines beschleunigten Abwärtsganges der Last, eventuell das Schweben derselben; ferner kommen dieselben zu gleichem Zwecke als Backenbremsen bei Mühlenaufzügen und Fördermaschinen vor. Band- und Backenbremsen finden auch Anwendung bei lösbaren Kupplungen, sogenannten Frictionskupplungen, an Transmissionen und Windwerkwellen, bei welchen zeitweilig relative Bewegungen der beiden, durch die Kupplung zu verbindenden Wellenenden in Betracht kommen.*)

Auch bei den sogenannten amerikanischen Deckenvorgelegen für Schraubenschneiddrehbänke kommen solche Frictionskupplungen vor, um die Anwendung der Leerscheibe zu umgehen und die Riemenverschiebung zu vermeiden.**)

---

*) Siehe hierüber: Reuleaux, „Der Constructeur", vierte Auflage, S. 400 und 863; des Verfassers Broschüre „Über die rotierende Differenzialbremse"; Dinglers Polytechn. Journal, 1880. Bd. 235, S. 10 und über Klomans Frictionskupplung in Dinglers Polytechn. Journal, 1878. Bd. 229, S. 317.

**) Siehe hierüber des Verfassers Bericht über die Weltausstellung in Paris 1878: „Maschinen zur Bearbeitung der Metalle."

Eine ziemlich complicierte Bremse mit von innen an die Bremsscheibe angepresstem Bremskörper ist die an den Winden von Mégy, Echeverria & Bazan in Paris.*)

Zur Regulierung der Bewegung rotierender Wellen kommen endlich Bremswerke in verschiedener, den jeweiligen Anforderungen entsprechender Anordnung auch bei den Hilfsmaschinen der Textilindustrie vor.

Die Fig. 3, Taf. IV, bis Fig. 9, Taf. V, zeigen Bandbremsen, wie sie bei Winden und Krahnen vorkommen; in Fig. 2 und 4, Taf. V, sind Bandbremsen mit Holzbelag und in Fig. 10, Taf. V, eine Backenbremse in der bei Aufzügen und Fördermaschinen gebräuchlichen Anordnung dargestellt.

Hinsichtlich ihrer Wirkungsweise unterscheidet man zwei Arten von Bremsen, nämlich: Schließungsbremsen (Fig. 3, Taf. IV, bis Fig. 8, Taf. V) und Lösungsbremsen (Fig. 9, Taf. V); bei ersteren muss das Bremsband angezogen werden, um zu bremsen; bei letzteren ist die Bremse im gewöhnlichen Zustande festgezogen und die gewünschte Bewegung kann erst nach Lösung der Bremse eintreten. Letztere sind bei bedeutenden Kräften den ersteren der größeren Sicherheit wegen vorzuziehen. Die Spannung des Bremsbandes erfolgt hierbei durch das Eigengewicht des Hebels oder durch ein entsprechendes Aufsteckgewicht (*K* Fig. 9, Taf. V).

Hinsichtlich der Spannungsweise des Bremsbandes unterscheidet man drei Arten der Bandbremsen, nämlich: Einseitig gespannte Bremsen (Fig. 3, 10 und 11, Taf. IV, bis Fig. 1 und 2, Taf. V), bei welchen nur ein Bremsbandende angezogen wird; zweiseitig gespannte Bremsen (Fig. 3 bis 8, Taf. V), bei welchen gleichzeitig beide Bremsbandenden angezogen werden; endlich Differenzialbremsen (Fig. 7, Taf. IV, und Fig. 9, Taf. V), bei welchen das eine Bremsbandende am längeren Hebelarm angezogen, das zweite am kürzeren Hebelarm nachgelassen wird. Die Differenzialbremsen ermöglichen die Bremsung mit dem geringsten äußeren Kraftaufwand am Bremshebel und kommen deshalb insbesondere zur Abbremsung größerer Kräfte in Anwendung.

---

*) Beschrieben und abgebildet in: A. Riedler, Personen- und Lastenaufzüge und Fördermaschinen und Uhland, Der praktische Maschinenconstructeur 1877. S. 362, Taf. 76.

Eine besondere Art der Backenbremsen ist auch der Prony'sche Zaum (Fig. 1 bis 4, Taf. VI), nämlich diejenige Bremsvorrichtung, welche angewendet wird, um den von einem Motor an die bezügliche Welle abgegebenen Nutzeffect direct zu messen.*)

2. Haupttheile der Bremswerke. Die Haupttheile der Bandbremsen bilden die Bremsscheibe, das Bremsband und der Bremshebel; jene der Backenbremsen, die Bremsscheibe, der Bremshebel mit dem Bremsbacken und die Zugvorrichtung zum Anziehen der Bremse. Bei den in Fig. 1 und 6, Taf. V, gezeichneten Bandbremsen ist statt des Bremshebels ebenfalls eine besondere Zugvorrichtung mit Handrad und flachgängiger Schraubenspindel angewendet.

Die Bremsscheibe ist mit Rändern versehen, um das Herabfallen des Bremsbandes zu verhindern, wie in Fig. 2, Taf. IV, oft aber auch

---

*) Siehe hierüber: Die Untersuchungen an Dampfmaschinen und Dampfkesseln 2c. auf der Gewerbe-Ausstellung in Düsseldorf 1880. Herausgegeben von H. v. Reiche. Aachen 1881.

In Fig. 1 bis 4, Taf. VI, ist der größere der beiden auf der Gewerbe-Ausstellung in Düsseldorf angewendeten, von Prof. Radinger angegebenen Bremszäume vorgenannter Quelle entnommen, welcher dazu verwendet wurde, den Nutzeffect der Dampfmaschinen von 30 bis 100 Pferdestärken zu ermitteln. Die Bremsscheibe ist zweitheilig durch Zersprengen des Kranzes nach dem Guss. In die schwach conische Bohrung wurde eine gusseiserne Büchse eingepasst, die mit ihrer Bohrung auf die Schwungradwelle der zu bremsenden Maschine aufgepasst war. Die Bremsklötze bestanden aus Eichenholz, welches mit der Stirnseite die Scheibe berührte. Der Bremshebel drückte mit einem an ihm befestigten Stifte, dessen unteres Ende mit der Wellenachse in gleicher Höhe lag, auf die Brücke B einer Decimalwage D. Der am Bremshebel angebrachte Katarakt wurde nur beim ersten Versuch benützt, da hierdurch Klemmungen und Reibungen zu erwarten waren und das Anhalten der zu lebhaft spielenden Zunge der Decimalwage mittels der Finger des Beobachters leicht zu erzielen war.

Das Kühlwasser wurde sowohl durch den Trichter am Bremshebel als auch auf den freien Stellen zwischen den Bremsbacken auf die Bremsscheibe geleitet und durch tiefe breite Nuthen in den Laufflächen der Bremsbacken vertheilt.

Bezeichnet nach der Cotierung in Fig. 1, Taf. VI, G den während des Versuches vom Bremshebel auf die Wage ausgeübten Druck abzüglich des durch das Eigengewicht veranlassten, in Kilogramm; L die Hebellänge; n die Umdrehungszahl der gebremsten Welle pro Minute; N_n den abgebremsten Nutzeffect in Pferdestärken $1\ PS = 75\ mk$, so ist

$$N_n = \frac{2 \cdot \pi \cdot L \cdot n}{60 \cdot 75} \cdot G.$$

glatt cylindrisch wie in Fig. 1, Taf. IV. Dieselbe wird aus Gußeisen hergestellt und besitzt wie ein Zahnrad Arme zur Verbindung des Kranzes mit der Nabe, wie in Fig. 1 und 3, Taf. IV, oder eine Armscheibe. Die Bremsscheibe ist auf der zugehörigen Welle aufgekeilt oder mit einem nebenanschließenden Zahnrad verschraubt, oder mit dem Zahnrad in einem Stück gegossen wie in Fig. 20, Text, S. 62; der Bremshebel ist auf dem zugehörigen Zapfen lose drehbar und nur gegen seitliche Verschiebung durch Bunde, Bundringe oder Scheiben mit Steckstiften, oder endlich durch Scheiben und Muttern gesichert.

Das aus Federstahl oder weichem, gehämmertem Schmiedeisen hergestellte Bremsband ist lose über den abgedrehten Kranz der Bremsscheibe gelegt und mit seinen beiden Enden entsprechend der jeweiligen Anordnung befestigt. Die bezügliche Detailconstruction ist in den Fig. 3 bis 13, Taf. IV, dargestellt.

Wenn bedeutende Kräfte abgebremst werden sollen, so wird das Bremsband mit Eichenholzklötzchen armiert (Fig. 2 und 4, Taf. V), um den Reibungswiderstand zu erhöhen. Bei den Backenbremsen, Fig. 10, Taf. V, kommen Bremsklötze von Eichenholz zur Anwendung.

3. **Dimensionsbestimmung.** Im Folgenden ist die, für die constructive Darstellung erforderliche Dimensionsbestimmung für die vorgenannten drei Arten der Bandbremsen und für die Backenbremse mit einem Bremsbacken durchgeführt.

Bezeichnet man bei der Bandbremse unter Berücksichtigung der Cotierung in den bezüglichen Figuren auf Taf. IV und V, mit

T die größere der beiden Bremsbandspannungen, in Kilogramm,

t die kleinere desgleichen, in Kilogramm,

α den vom Bremsband umspannten Bogen für den Halbmesser gleich der Einheit, oder anders ausgedrückt, das Verhältnis des umspannten Bogens zum Radius der Bremsscheibe,

φ den Reibungscoëfficient zwischen Bremsband und Bremsscheibe,

$\tau = \frac{T}{t}$ das Verhältnis der beiden Bremsbandspannungen,

$e = 2,7183$ die Basis der natürlichen Logarithmen,

K die für das Gleichgewicht am Bremshebel erforderliche äußere Kraft, ohne Rücksicht auf die Steifigkeit des Bremsbandes und das Eigengewicht des Bremshebels, in Kilogramm,

a, b, L, die zu T, t und K gehörigen Hebellängen in Millimeter,

R den Halbmesser der Bremsscheibe in Millimeter,
P die Bremskraft am Halbmesser R, d. i. die Reibung am Scheibenumfange,*)
β die Breite des Bremsbandes in Millimeter,
δ die Dicke " " " "
S die Beanspruchung des Bremsbandes auf Zug in Kilogramm auf einen Quadratmillimeter Querschnitt,

so erhält man nach den bekannten Regeln über die Reibung folgende Gleichungen:

$$\tau = e^{\varphi \alpha} \qquad (18$$

$$T = \tau \, . \, t \qquad (19$$

$$P = T - t = (\tau - 1) \, t \qquad (20$$

Durch Verbindung der beiden letzteren Gleichungen ergibt sich

$$T = \frac{\tau}{\tau - 1} \, . \, P \qquad (21$$

und mit Rücksicht auf die Beanspruchung des Bremsbandes

$$T = \beta \delta S \qquad (22$$

Zu diesen Gleichungen treten noch jene für das Gleichgewicht am Hebel, u. zw.:

a) für die einseitig gespannten Bremsen (Fig. 3, 10 und 11, Taf. IV und Fig. 2, Taf. V)

$$K \, . \, L = t \, . \, b \qquad (23$$

b) für die zweiseitig gespannten Bremsen (Fig. 3 bis 5 und Fig. 8, Taf. V)

$$K \, . \, L = tb + Ta \qquad (24^{**})$$

c) für die Differenzialbremsen als Schließungsbremsen (Fig. 7, Taf. IV)

$$\left. \begin{array}{l} KL = tb - Ta \\ \frac{b}{a} > \tau \end{array} \right\} \qquad (25$$

---

*) Ist nach der Cotierung in Fig. 1 bis 9, Taf. V, Q die zu bremsende Last am Halbmesser ϱ, so ist $PR = Q\varrho$.

**) Zur richtigen Einstellung des Bremshebels bei gespannter Bremse ist es zweckmäßig, insbesondere bei Differenzialbremsen, eine Spannvorrichtung anzubringen (Fig. 10 und 11, Taf. IV).

d) für die Differenzialbremsen als Lösungsbremsen (Fig. 9, Taf. V)

$$\left.\begin{array}{l} K_1 L_1 = KL + Ta - tb \\ \frac{b}{a} < \tau \end{array}\right\} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (26^*)$$

Bei der Bandbremse in Fig. 1, Taf. V, wird die Zugspannung t direct von der flachgängigen Schraubenspindel aufgenommen; bei jener in Fig. 6, Taf. V ergibt sich als Zug der flachgängigen Schraubenspindel die Resultierende der Spannungen T und t und die Schraubenspindel hat die Richtung dieser Resultierenden zu erhalten, welche sich bei passend gewähltem Winkel ω graphisch bestimmen läſst, wie in Fig 7, Taf. V, gezeichnet.

Bezeichnet man bei der Backenbremse, unter Berücksichtigung der Cotierung in Fig. 10, Taf. V, mit

a den Hebelarm der Bremskraft P am Halbmesser R der Bremsscheibe,
K den Zug der Schraubenspindel am Hebelarm L,
$\mathfrak{N}$ den Normaldruck zwischen Bremsbacken und Bremsscheibe am Hebelarm b,
φ den Reibungscoëfficient zwischen Bremsbacken und Bremsscheibe,
d' den Wellendurchmesser,
β' die achsiale Breite der Bremsbacken,
so gelten die Gleichungen:

$$P = \varphi \, . \, \mathfrak{N} \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots (27$$
$$KL = \mathfrak{N} \, . \, b - P \, . \, a \ldots\ldots\ldots\ldots (28$$

Zur Specialisierung der Gleichungen (18 bis (28 kann man nehmen

$\varphi = 0{,}1$ für Schmiedeisen oder weichen Stahl auf Guſseisen, fettig,
$\varphi = 0{,}18$ für Schmiedeisen oder weichen Stahl auf Guſseisen, ohne Schmiere,
$\varphi = 0{,}22$ für Eichenholz auf Guſseisen, mit Wasser,
$\varphi = 0{,}4$ für Eichenholz auf Guſseisen, ohne Schmiere,
$\alpha = 0{,}7 \, . \, 2\pi = 1{,}4\pi = 4{,}398$ für gewöhnliche Verhältnisse der Bandbremsen (252° Winkelmaß in Graden),

*) Hierbei hat das Aufsteckgewicht K nur die Steifigkeit des Bremsbandes zu überwinden, um dieses an die Bremsscheibe anliegend zu erhalten, derart, daſs zwischen beiden Theilen Reibung entsteht. Diese Bremse besitzt die Eigenschaft, sich selbst bis zum Bruche des Bremsbandes selbstthätig zu spannen. (Siehe hierüber des Verfassers Broschüre „Über die rotierende Differenzialbremse.") Die Kraft K_1 am Hebelarme L_1 ist die zur Lösung der Bremse erforderliche und muſs von Hand oder, wie in Fig. 9, Taf. V, vorausgesetzt, durch Fuſstritt ausgeübt werden, wenn die Last niedergelassen werden soll.

τ = 1,56 für ein Eisen- oder Stahlband auf gußeiserner Scheibe, fettig,
τ = 2,2 für ein Eisen- oder Stahlband auf gußeiserner Scheibe, ohne Schmiere,
τ = 2,62 für ein mit Holzklötzchen armiertes Bremsband auf gußeiserner Scheibe, mit Wasser,
τ = 5,8 für ein mit Holzklötzchen armiertes Bremsband auf gußeiserner Scheibe, ohne Schmiere,
K = 10 bis 20 kg,
β = 40 bis 80 mm,
δ = 2 bis 4 mm,
β' = 1,5 d'*)
S = 3 bis 4,5 kg/mm^2 für ein schmiedeisernes Bremsband,
S = 6 bis 8 kg/mm^2 für ein Stahlband.
$R \gtreqless 3\,d'$ bis $4\,d'$ für Bandbremsen,
$R \gtreqless 4\,d'$ bis $5\,d'$ für Backenbremsen.

Der schmiedeiserne Bremshebel erhält gute Verhältnisse, wenn man mit M_b das Biegungsmoment für den Querschnitt $b_1\,h_1$ bezeichnet und mit Rücksicht auf die Cotierung in Fig. 3 und 4, Taf. IV, setzt:

$$\left.\begin{aligned} M_b &= \frac{1}{6}\, b_1\, h_1^{\,2} \,.\, S_1 \\ S_1 &= 4 \text{ bis } 5\ kg/mm^2 \\ h_1 &= 2{,}65\, b_1 \text{ bis } 3\, b_1 \end{aligned}\right\} \quad \ldots \ldots \ldots \quad (29$$

$$\left.\begin{aligned} h_2 &= \frac{1}{2}\, h_1 \\ b_2 &= b_1 \end{aligned}\right\} \text{ oder } \left\{\begin{aligned} h_2 &= \frac{2}{3}\, h_1 \\ b_2 &= \frac{2}{3}\, b_1 \end{aligned}\right\} \quad \ldots \ldots \ldots \quad (30$$

Für den hölzernen Bremshebel nehme man in Gl. (29

$$S_1 = 0{,}7\ kg/mm^2 \text{ und } h_1 = 1{,}5\, b_1 \text{ bis } 2\, b_1 \quad \ldots \quad (31$$

Der als Stirnzapfen ausgeführte Hebeldrehzapfen und die Charnierbolzen für die Einhängung des Bremsbandes, beide aus Schmiedeisen, können für die Beanspruchung S = 6 bis 7,5 kg/mm^2 dimensioniert werden.

*) Die Breite der Bremsbacken und die Projection der von denselben berührten Bogenlänge werden unter gegebenen Umständen nicht zu klein ausfallen dürfen, damit der Flächendruck nicht zu groß wird. Beim Prony'schen Zaum insbesondere, welcher unter bestimmter bedeutender Umfangsgeschwindigkeit zu wirken hat, ist dieser Umstand zu beachten und dürfte hierbei durch die Zugschrauben höchstens ein Flächendruck von 0,9 at zulässig sein, bei reichlicher Zufuhr von Seifenwasser oder gewöhnlichem Wasser zur Kühlung.

Für den Stirnzapfen vom Durchmesser d und der Länge l gilt sonach wieder die Gl. (12 resp. (14, wenn unter P die entsprechende Belastung verstanden wird.

Der Charnierbolzen oder Gabelzapfen vom Durchmesser d_3 und der Länge l_3 kann entweder nach der Formel

$$d_3 = \sqrt{\frac{4}{\pi S} \cdot \frac{l_3}{d_3} \cdot P} \qquad (32$$

berechnet werden, welche für $S = 6\ kg/mm^2$ und $l_3 = 1{,}1\ d_3$

$$d_3 = 0{,}48\ \sqrt{P} \qquad (33$$

und für $S = 7{,}5\ kg/mm^2$ und $l_3 = 1{,}2\ d_3$

$$d_3 = 0{,}44\ \sqrt{P} \qquad (34$$

ergibt, oder aus dem gleichwertigen Stirnzapfen $(d\ l)$ nach der Formel

$$\frac{d_3}{d} = 0{,}63\ \sqrt[3]{\frac{l_3}{l}} \qquad (35^*)$$

wobei l und l_3 aus der Zeichnung (Fig. 4, Taf. IV) zu entnehmen oder passend zu wählen sind. Die Charnieraugen erhalten radial 0,5 d und achsial 0,4 d als Querschnittdimensionen. Bezeichnet d_0 den äußeren Durchmesser des Hebelauges, l die Länge und d die Bohrung desselben an der Stelle des Querschnittes $b_1\ h_1$, so muss sein,

$$(d_0^2 - d^2)\ l = b_1\ h_1^2$$

*) Hierbei ist der Bolzen vom Durchmesser d_3 (Fig. 6, Taf. IV) als auf die Länge l_3 gleichförmig vertheilt belastet und an den Enden von l_3 freiaufliegend vorausgesetzt. Demnach gilt hiefür die bekannte Festigkeitsgleichung

$$\frac{P l_3}{8} = S \cdot \frac{\pi}{32} \cdot d_3^3,$$

welche mit jener für den gleichwertigen Stirnzapfen

$$\frac{P l}{2} = S \cdot \frac{\pi}{32} d^3$$

durch Division auf die Gl. (35 führt, indem sich ergibt

$$\frac{1}{4} \cdot \frac{l_3}{l} = \frac{d_3^3}{d^3}$$

oder

$$\frac{d_3}{d} = \sqrt[3]{\frac{1}{4}} \cdot \sqrt[3]{\frac{l_3}{l}} = 0{,}63\ \sqrt[3]{\frac{l_3}{l}}.$$

Diese Beziehung ist darum zweckmäßiger als die directe Berechnung von d_3 aus P, weil man bei Dimensionsabrundungen immer den gleichwertigen Stirnzapfen vor Augen hat und für die sich zumeist durch technologische Rücksichten ergebende Länge $l_3 > d_3$ der Zapfendruck $p = P : (d_3\, l_3)$ jedenfalls innerhalb zulässiger Grenzen liegt.

woraus

$$d_0 = \sqrt{d^2 + \frac{b_1 h_1^2}{l}} \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots (36$$

Es erscheint am zweckmäßigsten die Hebelarme der Bandbremsen gleich in die Richtung senkrecht zu den Bremsbandenden der gespannten Bremse zu legen wie gezeichnet und eventuell zur genauen Adjustierung eine Spannvorrichtung (Fig. 5 bis 9, Taf. IV) anzuwenden.

Bezeichnet A die Anzahl der Radarme der Bremsscheibe, h die Höhe und δ_1 die Dicke in Millimeter, der in der Radebene liegenden Hauptrippe, im Achsenmittel (Fig. 1 und 3, Taf. IV), S die Beanspruchung der stärkst gespannten Faser, so erhält man, weil die Arme auf Biegung beansprucht sind und die Versteifungsrippe außer Betracht gelassen werden kann

$$PR = \frac{1}{6} \cdot \delta_1 h^2 \cdot S \cdot A \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots (37$$

Nach guten Ausführungen kann man hiefür nehmen

$$\delta_1 = \frac{1}{5} h; \; S = 1{,}67 \; kg/mm^2 \quad \ldots \ldots \ldots \ldots (38$$

und erhält hiermit aus Gl. (37

$$h = 2{,}619 \sqrt[3]{\frac{PR}{A}} \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots (39$$

und durch Verbindung dieser Gl. (39 mit jener (15

$$\frac{h}{d'} = 1{,}917 \sqrt[3]{\frac{1}{A}} \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots (40$$

Für die Anzahl der Arme kann man als Anhalt nehmen

$$A = \frac{R}{d'} \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots (41$$

wobei d' nach Gl. (15 bestimmt wird. Die Arme werden gegen den Kranz verjüngt, auf

$$h_1 = 0{,}75 \; h \text{ bis } 0{,}8 \; h \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots (42$$

Bezeichnet ferner i die Anzahl der auf Abscherung beanspruchten Nieten, mit welchen das den Zug T aufnehmende Armierungsstück am Bremsband befestigt ist und S die zulässige Beanspruchung auf Abscherung, so ergibt sich der Durchmesser des Nietbolzens d aus der Gl.

$$\frac{\pi}{4} d^2 \, i = T \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots (43$$

wobei $S = 3$ bis $4{,}5 \; kg/mm^2$ genommen werden kann.

1. Beispiel. Die Bremsscheibe vom Halbmesser R sitzt auf der Trommelwelle eines Windwerkes. Die Last $Q = 470$ *kg* hängt am Halbmesser $\rho = 85$ *mm* (Fig. 5, Taf. II). Es sind die Dimensionen der nach Fig. 2 bis 4, Taf. IV, auszuführenden einseitig gespannten Bandbremse zu bestimmen. Die Beanspruchung der Trommelwelle auf Torsion berechnet, soll $S' = 3$ *kg/mm²* betragen.

Nach Fig. 5, Taf. II ergibt sich für die Bremskraft P am Halbmesser R die Gleichung

$$PR = Q\rho = 39950 \backsim 40000.$$

Um hiefür mittelst der Tabelle S. 18 den Wellendurchmesser d' zu bestimmen, hat man zu suchen $40000 : 1{,}5 = 26670$ und findet hiermit

$$d' = 42 \; mm.$$

Wählt man nun den Halbmesser der Bremsscheibe

$$R = 3{,}5 \; d' = 147 \backsim 150 \; mm,$$

so wird

$$P = 40000 : 150 = 267 \; kg.$$

Nach Gl. (21 wird nun für $\tau = 2{,}2$; $T = 489{,}5 \backsim 490$ *kg* und somit $t = T : \tau = 223 \backsim 220$ *kg*. Bringt man ein schmiedeisernes Bremsband zur Anwendung und wählt $\delta = 2$ *mm*; $S = 4{,}5$ *kg/mm²*; so erhält man aus Gl. (22 die Breite des Bremsbandes $\beta = 54{,}4 \backsim 55$ *mm*, also einen passenden Wert.

Nimmt man nun annähernd die Belastung des Hebeldrehzapfens gleich

$$\sqrt{T^2 + t^2} = \sqrt{490^2 + 220^2} = 540 \; kg$$

und wählt die Länge desselben der Zeichnung entsprechend $l = 0{,}75 \; \beta \backsim 40$ *mm* so erhält er nach Gl. (14 den Durchmesser

$$d = 0{,}879 \sqrt[3]{P \,.\, l} = 0{,}879 \sqrt[3]{540 \,.\, 40} = 24{,}6 \backsim 25 \; mm.$$

Für die gleiche Länge $l = 40$ *mm* erhält der dem Zug t entsprechende Stirnzapfen den Durchmesser

$$d = 0{,}879 \sqrt[3]{220 \,.\, 40} = 18 \; mm;$$

sonach erhält der Charnierbolzen für die schätzungsweise angenommene Länge $l_3 = 15$ *mm* den Durchmesser nach Gl. (35

$$d_3 = 0{,}63 \,.\, 18 \,.\, \sqrt[3]{\frac{15}{40}} = 8{,}19 \backsim 10 \; mm.$$

Setzt man nun die Eisendicke des Charnierauges bei t gleich $0{,}5 \; d = 9$ *mm* und jene desselben bei T wieder gleich $0{,}5 \; d = 12{,}5$ *mm*, so erhält man den Charnieraugen entsprechend mit 5 *mm* Zwischenraum die kleinste Hebellänge

$$b = 25 + 14 + 5 = 44 \backsim 45 \; mm.$$

Nun gibt die Gl. (23 wenn man $K = 20$ *kg* wählt,

$$L = \frac{tb}{K} = \frac{223 \,.\, 45}{20} = 501{,}2 \backsim 500 \; mm$$

also eine passende Hebellänge, die beibehalten werden kann. Das Biegungsmoment für den Querschnitt $(b_1 \; h_1)$ wird nun annähernd

$$Mb = K \, (L - b) = 20 \,.\, 455 = 9100,$$

hiermit gibt die Gl. (29, wenn man $S_1 = 5$ *kg/mm²* und $h_1 = 2{,}65 \; b_1$ setzt:

$$b_1 = 12 \; mm; \; h_1 = 31{,}8 \backsim 32 \; mm.$$

Es kann somit auch $l_3 = 15$ *mm* beibehalten werden, wie angenommen wurde.

Wird der Hebel durchaus gleich dick gemacht, um beim Handgriff nicht zu dünn auszufallen, so wird

$$b_2 = b_1 = 12\ mm;\ h_2 = \frac{1}{2}\ h_1 = 16\ mm,$$

wie in Fig. 1, Taf. IV, stricheliert, oder es wird der Hebel dem Gefühle nach geformt und sonach stärker ausgeführt, wie in Fig. 1, Taf. IV, voll ausgezogen.

Wird das Bremsbandende durch 3 Nieten mit dem Charnier verbunden und nimmt man die Beanspruchung der Nieten auf Abscherung $S = 4{,}5\ kg/mm^2$ so erhält man, wenn d den Nietbolzendurchmesser bezeichnet:

$$3\ \frac{\pi}{4}\ d^2\ S = T$$

woraus

$$d = 0{,}68 \sim 7\ mm.$$

2. Beispiel. Die Bremsscheibe vom Halbmesser R sitzt auf der zweiten Vorgelegwelle eines Windwerkes mit doppelter Räderübersetzung (Fig. 6, Taf. II). Die Last $Q = 1250\ kg$ hängt am Trommelhalbmesser $\varrho = 120\ mm$. Es sind die Hauptdimensionen der nach Fig. 7, Taf. IV, auszuführenden Differenzialbremse zu bestimmen. Die Beanspruchung der Vorgelegewelle auf Torsion soll $S' = 2\ kg/mm^2$ betragen. Die Zahnräder des Windwerkes erhalten die Zähnezahlen $z_1 = 13$; $z_2 = 49$; $z_3 = 13$; $z_4 = 78$; wie im 2. Beispiel S. 20 und man erhält wie dort $d' = 42\ mm$ als Durchmesser der Vorgelegewelle.

Nach Fig. 6, Taf. II, ergibt sich für die Bremskraft P am Halbmesser R die Gleichung

$$PR = \frac{R_3}{R_4}\ .\ Q\varrho = \frac{z_3}{z_4}\ .\ Q\varrho = 25000.$$

Wählt man wieder den Halbmesser der Bremsscheibe

$$R = 3{,}5\,d' = 147 \sim 150\ mm,$$

so wird $P\ .\ R = 25000 : 150 = 167\ kg$ und nach Gl. (21 für

$$\tau = 2{,}2;\ T = 306\ kg.$$

Wendet man ein schmiedeisernes Bremsband an von $2\ mm$ Dicke für $S = 4{,}5\ kg/mm^2$, so erhält man aus Gl. (22 die Breite des Bremsbandes

$$\beta = 34 \sim 40\ mm.$$

Wählt man nach Gl. (25 $\frac{b}{a} = \tau = 2{,}2$, so wird $K = 0$, das heißt, man wird mit einer sehr geringen Kraft ausreichen, die Bremse anzuziehen. Die übrige Dimensionsbestimmung erfolgt analog dem vorhergehenden Beispiele, wobei das Biegungsmoment $Mb = T\ .\ a$ für den Hebelquerschnitt $(b_1\ h_1)$ in Rechnung kommt, und der Hebelarm L nach passendem Aussehen gezeichnet wird. Wird bei dieser Bremse eine Spannvorrichtung zur genauen Adjustierung des Bremsbandes angewendet, so ist sie bei dem mit

$$t = \frac{306}{2{,}2} = 140\ kg$$

gespannten Ende anzubringen, und die Schraube erhält nach der Whitworth'schen Scala (S. 20) für $P = 140\ kg$ entsprechend dem nächst größeren Tabellenwert $^1/_2$ Zoll englisch Durchmesser, also die Nr. 4.

3. Beispiel. Eine Backenbremse nach Fig. 10, Taf. V, dient zur Bremsung der Last $Q = 550\,kg$ am Trommelhalbmesser $\varrho = 90\,mm$. Die Bremsscheibe sitzt auf der Trommelwelle. Es sind die Hauptdimensionen der Bremse zu bestimmen.

Die Trommelwelle erhält nach der Tabelle S. 18 für $S' = 2\,kg/mm^2$ und $PR = Q\varrho = 49500$ den Durchmesser $d' = 52\,mm$.

Wählt man den Halbmesser der Bremsscheibe

$$R = 5\,.\,d' = 260\,mm,$$

ferner die am Hebel wirkende Zugkraft

$$K = 60\,kg$$

und vernachlässigt a, so erhält man nach Gl. (28 annähernd

$$KL = \mathfrak{N}b \text{ woraus } \frac{L}{b} = \frac{\mathfrak{N}}{K}.$$

Nun wird

$$P = 49500 : 260 = 190\,kg;\ \mathfrak{N} = \frac{P}{\varphi} = \frac{190}{0{,}4} = 475\,kg;\ \frac{L}{b} = 7{,}92 \backsim 8;$$

wählt man

$$b = 150\,mm,$$

so ergibt sich

$$L = 1200\,mm.$$

Das Biegungsmoment für den Hebelquerschnitt ($b_1\ h_1$) ist

$$Mb = K\,.\,(L - b) = 60\,.\,1050 = 63000,$$

somit wird nach Gl. (29, wenn man für den aus Eichenholz hergestellten Hebel

$$h_1 = 2\,b_1 \text{ und } S_1 = 0{,}7\,kg/mm^2$$

setzt:

$$b_1 = 51{,}3 \backsim 55\,mm;\ h_1 = 110\,mm.$$

Hiermit wird die Bremse gezeichnet, es ergibt sich aus der Zeichnung a und nun wird nach Gl. (28 L genau bestimmt.

Die Breite der Bremsbacken wird

$$\beta' = 1{,}5\ d' = 78 \backsim 80\,mm.$$

4. Beispiel. Es sind für die Bremsscheibe im 1. Beispiele S. 33 die Armdimensionen zu bestimmen.

Es ist $R = 150\,mm$; $PR = 40000$, somit wird nach Gl. (15 der Wellendurchmesser $d' = 1{,}366\sqrt[3]{PR} = 1{,}366\,.\,\sqrt[3]{40000} = 1{,}366\,.\,34{,}2 = 46{,}7\,mm$, also ist nach Gl. (41 die Anzahl der Arme

$$A = \frac{R}{d'} = \frac{150}{46{,}7} = 3{,}2 \backsim 4.$$

Ferner die Höhe der Hauptrippe im Achsenmittel nach Gl. (39

$$h = 2{,}619\,.\,\sqrt[3]{\frac{PR}{A}} = 2{,}619\,.\,\sqrt[3]{\frac{40000}{4}} =$$

$$= 2{,}619\,.\,\sqrt[3]{10000} = 2{,}619\,.\,21{,}54 = 56{,}4 \backsim 56\,mm,$$

somit wird die Dicke der Hauptrippe nach Gl. (38

$$\delta_1 = \frac{1}{5}\ h = \frac{1}{5}\,.\,56 = 11{,}2 \backsim 12\,mm,$$

endlich wird nach Gl. (42 die Höhe der Hauptrippe am Kranze der Bremsscheibe

$$h_1 = 0{,}8\ h = 0{,}8\,.\,56 = 44{,}8 \backsim 45\,mm.$$

4. Herstellung der Bremswerke. Das Modell der glatten Bremsscheibe wird zum Gusse eingeformt wie das einer gewöhnlichen Riemenscheibe, jenes mit Rändern muss entweder im Mittel senkrecht zur Achse getheilt sein oder einen Rand lose aufgesteckt besitzen. Niedrige Ränder können auch an dem ohne Ränder hergestellten Gussstücke durch Eindrehen der Auflagfläche für das Bremsband hergestellt werden. Die Bearbeitung des Gussstückes erfolgt auf der Drehbank sowohl an der Nabe als auch an der Auflagfläche des Bremsbandes. Die Bremsscheibe wird zuerst auf die Planscheibe gespannt, centriert und ausgebohrt, sodann wird der beiderseits mit vertieft eingebohrten Körnerlöchern versehene Drehdorn eingeschlagen oder mittels der hydraulischen Dornpresse eingepresst, (letzteres in größeren Fabriksetablissements gebräuchlich) und nun erfolgt das Abdrehen auf dem Dorn. Die Auflagfläche des Bremsbandes soll nicht poliert werden.

Das Bremsband wird, aus Schmiedeisen oder Federstahl, soweit gehämmert, dass es sich der Form der Bremsscheibe annähernd anschließt.

Der Bremshebel der Bandbremsen wird aus Schmiedeisen hergestellt, voll geschmiedet, auf der Verticalbohrmaschine gebohrt und sodann vom Schlosser katzgrau gefeilt. Der Handgriff wird gewöhnlich flach, mit abgerundeten Kanten ausgeführt.

Die Charnierstücke werden voll geschmiedet nach dem Anreißen gebohrt, sodann gemeißelt und ausgefeilt oder auf der Nuthstoßmaschine ausgestoßen oder endlich auf der Fräsmaschine ausgefräst und nach vollendeter Bearbeitung an das Bremsband von abgepasster Länge angenietet; ist eine Spannvorrichtung vorhanden, so erfolgt bei der Montierung die genaue Adjustierung der Länge des Bremsbandes. Die Nietenverbindung des Charnierstückes mit dem Bremsbande nach Fig. 4, 5 und 6 Taf. IV, bei welcher der Querschnitt des Bremsbandes gegen das Ende desselben zwei Nietlöcher enthält, entspricht am besten der hier vorliegenden Kraftnietung, bei welcher nur Festigkeit und nicht Dichtheit in Berücksichtigung steht und das Charnierstück entsprechend dicker ist. Bei sechs Nieten würde man hiernach am Bremsbandende drei, im folgenden Querschnitt zwei und zuletzt eine Niete anzubringen haben. Das mit dem Bremsband in einem Stück geschmiedete Charnierauge Fig. 12 und 13, Taf. IV, entspricht wohl der Festigkeitsanforderung am besten, ist aber in seiner Herstellung sehr kostspielig und wohl nur bei einem schmiedeisernen Bremsband gebräuchlich. Zur gleichmäßigen Vertheilung des Nietenzuges durch Reibung wendet man eine gemeinschaftliche Unterlegplatte

oder getheilte Zange an, wie in Fig. 7, Taf. IV, gezeichnet. Das Charnierauge mit ganzer Zange, Fig. 3, Taf. V, ist schwieriger herzustellen und fasst das Bremsband schlecht, wenn letzteres nicht sehr streng eingepasst ist. Die Auffeilung erfolgt wie beim Sperrad (S. 23). Für das Anreißen des Stückes, in welchem die Welle gelagert und der Hebeldrehzapfen befestigt ist, ist allein die Achsenentfernung maßgebend.

III. Die Flaschenzüge.

1. Zweck und Arten der Flaschenzüge. Die Flaschenzüge dienen zum Heben von Lasten auf geringe oder größere Höhen unter Anwendung von Kette und Kettenrollen oder Seil und Seilrollen.

Man unterscheidet hauptsächlich 3 Arten von Flaschenzügen, nämlich: Gewöhnliche Flaschenzüge mit Hanfseil oder Kette also Seilflaschenzüge (Fig. 1, Text, und Fig. 5, 6, Taf. VI) und Kettenflaschenzüge (Fig. 7 bis 10, Taf. VI); Differenzialflaschenzüge,*) von welchen am gebräuchlichsten der Differenzialflaschenzug nach Westons Patent, und zwar mit Zug an der Lastkette (Fig. 2, Text) oder mit besonderer Kettenrolle und Zugkette (Fig. 3, Text) oder endlich mit Tangyes Patent-Räderübersetzung, Kettenrolle und Zugkette (Fig. 4, Text), und Eades Patent-Epicycloidal-Flaschenzug (Fig. 5, Text); endlich Schneckenflaschenzüge mit Antrieb durch Schnecke und Schneckenrad (Fig. 6, Text).

Die gewöhnlichen Flaschenzüge kommen gewöhnlich in Verbindung mit Windwerken vor, die anderen Arten der Flaschenzüge zum Heben von Lasten durch directen Zug eines oder mehrerer Männer an der Zugkette oder dem Zugseil und sie eignen sich hierzu insbesondere, weil sie vermöge der ihnen anhaftenden Reibungswiderstände sich selbst sperren derart, dass die Last frei schwebend bleibt, sobald die Zugkette oder das Zugseil frei gelassen wird und somit die Bewegung der Last sowohl aufwärts als abwärts nur durch entsprechend starken Zug an der Zugkette oder dem Zugseil bewerkstelligt werden kann.

---

*) Hierher gehören noch: Moors Patent-Flaschenzug (Moors Patent-Pulley Block) und der Flaschenzug von Pickering. Eine Abhandlung über die Flaschenzüge dieser Gruppe, von Moritz Ritter von Pichler, enthält die Zeitschrift des österr. Ingenieur- und Architekten-Vereins, Jahrg. XXVII, 1875, S. 340.

2. Hauptheile der Flaschenzüge. Sämmtliche vorgenannten Flaschenzüge, mit alleiniger Ausnahme jenes von Eade, haben als Haupttheile die beiden Flaschen oder Rollengehäuse, nämlich die obere mit dem Traghaken und die untere mit dem Lasthaken; jener von Eade aber hat nur ein Rollengehäuse mit Traghaken und dem Lasthaken direct an der frei herabhängenden Lastkette.



Fig. 1. Seilflaschenzug mit 3 Rollen in jeder Flasche.

Bei den gewöhnlichen Flaschenzügen befinden sich zumeist drei Rollen in jeder Flasche, über welche das Seil oder die Kette wechselweise geschlungen ist. Ein Seil- oder Kettenende ist an der oberen Flasche mittels eines Öhrs befestigt und das zweite Ende dient als Zugorgan. Die Rollen drehen sich lose auf ihren Achsen und die Haken sind drehbar in den die Außenbleche und Laschen verbindenden Traversen befestigt, wie die Figuren 11 bis 13, Taf. VI, zeigen. Zum Schutze gegen das Herabfallen des Seiles oder der Kette sind auch zwischen je zwei Rollen Bleche eingelegt und diese sammt den Außenblechen zur Absteifung durch Stehbolzen verbunden, wie in Fig. 5 bis 10, Taf. VI, ersichtlich.

Bei dem Differenzialflaschenzug nach Westons Patent, dessen Detailconstruction die Figuren 14 bis 16, Taf. VI, zeigen, enthält die obere Flasche zwei in einem Stück gegossene Kettenrollen, von verschiedenen Durchmessern (Fig. 14, 15, Taf. VI), welche an den Spurkränzen gezahnt sind, um das Ablaufen der Kette zu verhindern (Fig. 7, Text). Die untere Flasche (Fig. 16, Taf. VI) enthält nur eine am Spurkranz glatte Kettenrolle lose drehbar am zugehörigen Bolzen. Über diese drei Rollen ist eine Kette ohne Ende geschlungen, derart, dass die tragenden Kettenstücke nach entgegengesetzter Richtung von den beiden Rollen der oberen Flasche ablaufen, wie in Fig. 2, Text, zu ersehen. Der Haken und die Rollenachse sind in der ein einziges Stück bildenden Flasche oder dem Kloben befestigt.

Bei Eades Patent Epicycloidal-Flaschenzug, dessen Detail-Construction die Figuren 1 bis 3, Taf. VII, zeigen, enthält der Kloben auf dem feststehenden Rollenbolzen lose drehbar eine Rolle für die Lastkette und eine zweite, größere, für die schwächere Zugkette. Beide Rollen sind an den Spurkränzen gezahnt. Erstere ist mit einem innen verzahnten mit ihr concentrischen Rade in einem Stück hergestellt; die Nabe der letzteren ist an der ersterer zugewendeten Seite, excentrisch abgedreht und auf dem so gebildeten Excenter ist lose drehbar ein außen

Fig. 2.



Mit Zug an der Lastkette.

Fig. 3.



Mit Zugkettenrolle.

Fig. 4.



Mit Tangyes Patent-Räderübersetzung.

Westons Patent-Differenzialflaschenzug. (Fig. 2 bis 4.)

verzahntes Rad (Treibrad), welches in das früher genannte innen verzahnte eingreift, jedoch um einen Zahn weniger hat als dieses, durch angegossene Lappen *mm* an der Drehung gehindert ist und durch die Drehung des Excenters nur nach zwei zu einander senkrechten Richtungen verschoben werden kann. Die beiden in Fig. 2, Taf. VII, gestrichelt gezeichneten Lappen *mm* des außen gezahnten Rades r_2 greifen nämlich in den horizontalen Schlitz der Kreuzschleife *s* ein, die im verticalen

Schlitz unten am Stehbolzen und oben an einem Ansatze des Klobens geführt, vertical verschiebbar ist. Oben ist wieder der Traghaken in dem, ein einziges Stück bildenden Kloben befestigt. Die über die zugehörige Rolle

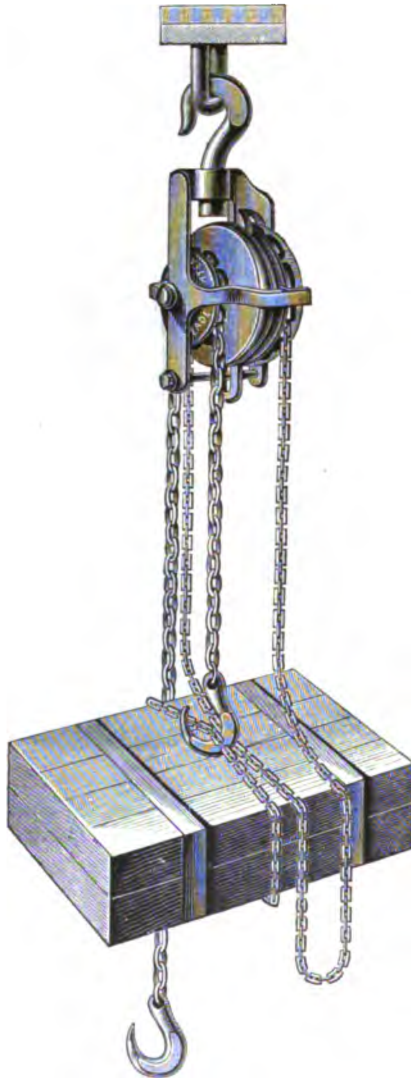


Fig. 5. Eades Patent-Epicycloidal-flaschenzug.



Fig. 6. Becker'scher Schnecken-flaschenzug.

gelegte Lastkette trägt an jedem der beiden frei herabhängenden Enden einen Lasthaken, an deren einem die zu hebende Last angehängt wird.

Beim Becker'schen Schneckenflaschenzug (Fig. 6, Text) ist die Kettenrolle für die Lastkette mit einem Schneckenrade verbunden; in dieses greift eine Schnecke, deren Achsendruck ein Stützlager aufnimmt. Auf der Schneckenwelle ist die Kettenrolle für die Zugkette freitragend aufgekeilt. Ein am Kloben befestigtes Führungsstück dient dazu, die Zugkette gegen das Herabfallen zu schützen. Beide Kettenrollen siud am Spurkranz gezahnt. Die Klobenbildnng und die Anbringung des Traghakens sind aus Fig. 6, Text, zu ersehen. Die untere Flasche enthält wieder eine nicht gezahnte Kettenrolle. Die Lastkette ist mit dem einen Ende über die zugehörige Kettenrolle im oberen Kloben gelegt, mit dem zweiten Ende an diesem Kloben angehängt.

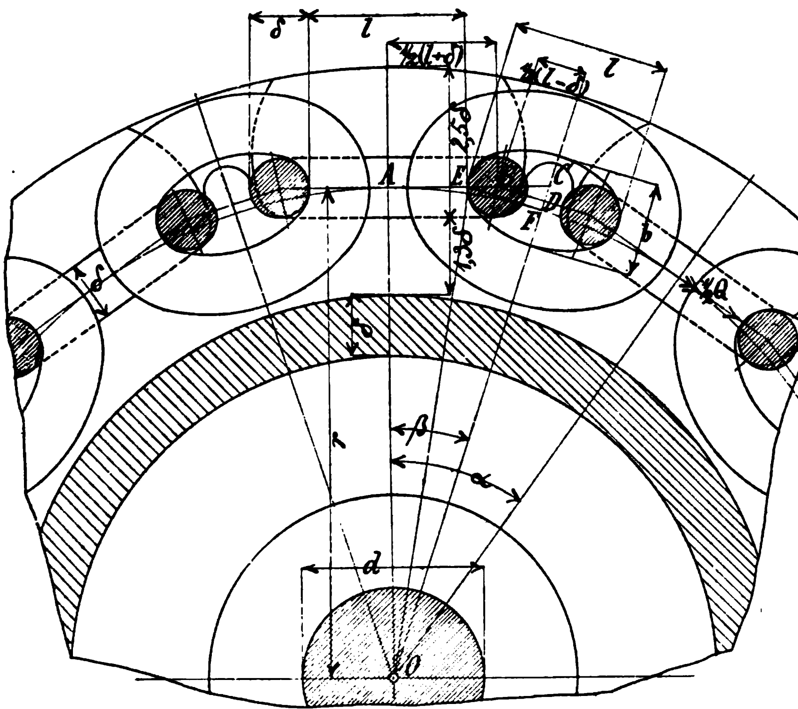


Fig. 7. Kettenrad-Construction.

3. Dimensionsbestimmung. Mit Rücksicht auf die Reibungswiderstände und die Widerstände der Steifigkeit des Seiles wird die am freien Kettenende der gewöhnlichen Flaschenzüge oder an der Zugkette oder dem Zugseil der übrigen Flaschenzüge zum Heben einer Last Q wirklich erforderliche Zugkraft K größer sein, als die sich nach den Übersetzungsverhältnissen allein, ohne Rücksicht auf Widerstände ergebende theoretische Kraft K_0 und man nennt das Verhältnis

$$\eta = \frac{K_0}{K} \quad \ldots \ldots \quad (44$$

den Wirkungsgrad des Flaschenzuges.

Hieraus ergibt sich

$$K = \frac{1}{\eta} \cdot K_0 \quad \ldots \ldots \quad (45$$

Beim Seilflaschenzug wird der Wirkungsgrad um so kleiner, je größer der Seildurchmesser ist, beim Kettenflaschenzug hingegen ist er, wenn Rollen- und Zapfenhalbmesser dem Ketteneisendurchmesser proportinal sind, von diesem Durchmesser unabhängig.

Nachstehende Tabelle enthält den Wirkungsgrad für folgende Verhältnisse und Bezeichnungen:*)

δ = Durchmesser des Ketteneisens oder Hanfseiles in Millimeter,
d = Durchmesser der Rollenachse oder des Rollenbolzens, in Millimeter.
r = Rollenhalbmesser bis Seil- oder Kettenmittel in Millimeter.

$$\left.\begin{array}{l} d = 3\,\delta \\ r = 10\,\delta \end{array}\right\} \text{für Kettenrollen} \quad \ldots \ldots \quad (46$$

$$\left.\begin{array}{l} d = \delta \\ r = 4\,\delta \end{array}\right\} \text{für Seilrollen} \quad \ldots \ldots \quad (47$$

---

*) Nach Weisbach-Herrmann, Lehrbuch der Ingenieur- und Maschinenmechanik, zweite Auflage, 3. Theil, 2. Abth., S. 52.

Die allgemeine Formel, nach welcher diese Tabelle berechnet ist, die man in speciellen Fällen zur Ausrechnung des Wirkungsgrades anzuwenden hat, lautet:

$$\eta = \frac{k^n - 1}{n\,(k-1)\,k^n}, \text{ wobei } k = 1 + 2\,\sigma + 2\,\varphi\,\frac{d}{2\,r}$$

und

$$\left\{\begin{array}{l} \sigma = \varphi_1\,\dfrac{\delta}{2\,r} \text{ für Ketten} \\ \sigma = 0{,}009\,\dfrac{\delta^2}{r} \text{ für Seile.} \end{array}\right.$$

n = Anzahl der Rollen beider Flaschen zusammengenommen (in jeder Flasche gewöhnlich 3 Rollen).
φ = 0,08 = Coëfficient der Zapfenreibung,
φ_1 = 0,2 = Coëfficient der Kettenreibung.

Tabelle des Wirkungsgrades für die gewöhnlichen Flaschenzüge.

Anzahl der Rollen n	Hanfseildurchmesser δ mm				Kette
	20	30	40	50	
	Wirkungsgrad η				
4	0,776	0,706	0,647	0,597	0,900
5	0,739	0,663	0,598	0,544	0,880
6	0,706	0,624	0,555	0,496	0,863
8	0,645	0,552	0,479	0,422	0,827

Mit Berücksichtigung der Cotierung in Fig. 5 bis 13, Taf. VI, kann man nehmen:

a) für Seilflaschenzüge:*)

Anzahl der Rollen in jeder Flaschen	$\frac{n}{2}$ =	2	3	4	(48**)
Durchmesser des Seiles in Millimeter	δ =	δ	δ	δ	
Halbmesser der Rollen bis Seilmittel	r =	$3{,}5\,\delta$;	$3{,}5\,\delta$;	$3{,}5\,\delta$	
Durchmesser der Zapfen an der Traverse des Hakens, und Durchmesser der Achse, auf welcher sich die Rollen drehen . . .	d =	$0{,}9\,\delta$;	$1{,}1\,\delta$;	$1{,}2\,\delta$	

* Seilflaschenzüge nach Fig. 1, Text, werden von der Mannheimer Maschinenfabrik Mohr & Federhaff nach den in folgender Tabelle angegebenen Hauptdimensionen geliefert:

Nummer	Seilstärke mm	Äußerer Rollendurchmesser mm	Ungefähre Tragkraft pro Rollenpaar kg
0	15	92	200
1	18	115	400
2	25	165	900
3	30	195	1400
4	35	225	1800

**) Nach Redtenbacher-Grashof, Resultate für den Maschinenbau, sechste Auflage, S. 94.

Es ergibt sich hiernach ein etwas kleinerer Wirkungsgrad als in vorstehender Tabelle aufgrund der Gl. (47 berechnet.

Der Seildurchmesser δ in Millimetern ergibt sich, wenn S die zulässige Spannung pro 1 mm^2 in Kilogramm und $K = P$ den Zug am freien Seilende in Kilogramm bezeichnet, aus der Gleichung

$$\frac{\pi}{4}\,\delta^2 S = P \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (49$$

woraus

$$\delta = \sqrt{\frac{4}{\pi S}}\cdot\sqrt{P} \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (50$$

Unter gewöhnlichen Verhältnissen kann man $S = 1\ kg/mm^2$ nehmen und erhält dann

$$\delta = 1{,}13\,\sqrt{P} \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (51$$

Die Werte dieser Formel sind in der folgenden Tabelle enthalten.

Tabelle für Hanfseile.

$\delta = 1{,}13\,\sqrt{P};\ S = 1\ kg/mm^2.$

δ mm	P kg	δ mm	P kg	δ mm	P kg
15	176	28	616	40	1256
18	254	30	707	42	1385
20	314	33	855	45	1590
23	415	35	962	48	1810
25	490	36	1018	50	1964
26	531	38	1134	52	2124

b) für Kettenflaschenzüge:

Anzahl der Rollen in jeder Flasche $\frac{n}{2}$ =	2	3	4	(52*)
Durchmesser des Ketteneisens in Millimetern . . . . . δ =	δ	δ	δ	
Halbmesser der Rollen bis Kettenmittel . . . . r =	$10{,}5\,\delta$;	$10{,}5\,\delta$;	$10{,}5\,\delta$	
Durchmesser der Zapfen an der Traverse des Hakens, u. Durchmesser der Achse, auf welcher sich die Rollen drehen d =	$3{,}5\,\delta$;	$4\,\delta$;	$4{,}3\,\delta$	

*) Nach Redtenbacher-Grashof, Resultate für den Maschinenbau, sechste Auflage, S. 94.

Es ergibt sich hiernach ebenfalls ein etwas kleinerer Wirkungsgrad, als in der aufgrund der Gl. (46 berechneten Tabelle.

Der Durchmesser des Ketteneisens δ in Millimetern ergibt sich, wenn S die zulässige Zugbeanspruchung in Kilogramm auf 1 mm^2 des Kettenquerschnittes, welche mit Rücksicht auf die nicht weiter in Rechnung zu ziehende Biegungsbeanspruchung erfahrungsgemäß nur halb so groß zu nehmen ist, als die zulässige Zugbeanspruchung des Ketteneisens, und $K = P$ den Zug am freien Kettenende in Kilogramm bezeichnet, aus der Gleichung:

$$2 \cdot \frac{\pi}{4} \delta^2 S = P \qquad (53$$

woraus

$$\delta = \sqrt{\frac{2}{\pi S}} \cdot \sqrt{P} \qquad (54$$

wobei $S = 5$ bis 7 kg/mm^2 für neue Ketten.

Unter gewöhnlichen Verhältnissen kann man $S = 6$ kg/mm^2 nehmen und erhält dann

$$\delta = 0{,}326 \sqrt{P} \qquad (55$$

Die Werte dieser Formel sind in nachfolgender Tabelle (S. 46) enthalten und sind die übrigen Dimensionen der deutschen oder langgliedrigen Kette:

$$l = 3{,}5\,\delta;\; b = 1{,}5\,\delta \qquad (56$$

und jene der englischen oder kurzgliedrigen Kette:

$$l = 2{,}6\,\delta;\; b = 1{,}5\,\delta \qquad (57$$

wobei l und b die innere Länge und Breite eines Kettengliedes bezeichnet, wie in Fig. 3, Taf. VII, cotiert ist.

Bei dem gewöhnlichen Flaschenzug ist, da bei n Rollen in beiden Flaschen, die Last Q auf n Seilstücke vertheilt wird, die theoretische Kraft

$$K_0 = \frac{Q}{n} \qquad (58$$

und der Weg x der Last Q ist der $n$te Theil des Weges s der Kraft K_0, also

$$x = \frac{1}{n} s \qquad (59$$

Bezeichnet noch k die für die Umschlingung der Kettenrollen bei zusammengerückten Flaschen erforderliche Kettenlänge, so ist die für die Hubhöhe x erforderliche totale Kettenlänge

$$L = k + n x \qquad (60$$

Tabelle für Ketten. *)

$\delta = 0{,}326\sqrt{P};\ S = 6\ kg/mm^2.$

δ *mm*	*P kg*	δ *mm*	*P kg*
4	151	15	2121
5	235	16	2413
6	339	17	2724
7	462	18	3054
8	603	19	3402
9	763	20	3770
10	942	23	4986
11	1140	25	5891
12	1357	26	6371
13	1593	28	7389
14	1847	30	8483

Bei dem Differenzialflaschenzug nach Westons Patent wirkt die Kraft K beim Heben der Last am Halbmesser R der größeren Rolle und wenn diese eine volle Umdrehung macht, so wird die Tragkette, an welcher die lose Rolle der unteren Flasche hängt, über diese Rolle um die Länge $2\pi R$ aufgezogen, dagegen gleichzeitig um die Länge $2\pi r$ des Umfanges der kleineren Rolle vom Halbmesser r niedergelassen und es beträgt somit der gleichzeitige Weg x der Last Q

$$x = \frac{1}{2}(2\pi R - 2\pi r) = \pi(R - r) \quad \ldots\ldots \quad (61$$

*) Von G. Kieffer, Fabrik von Hebzeugen und Ketten in Köln am Rhein, werden probierte englische (kurzgliedrige) Ketten, sogenannte Krahnenketten, nach folgender Tabelle geliefert:

Eisendicke δ Zoll englisch . .	$^1/_8$	$^3/_{16}$	$^1/_4$	$^5/_{16}$	$^3/_8$	$^7/_{16}$	$^1/_2$	$^9/_{16}$
dto. δ *mm*	4	6	$7^1/_2$	9	$10^1/_2$	12	$13^1/_2$	$15^1/_2$
Gewicht pro lauf. *m* in *kg* .	0,6	0,9	1,2	1,8	2,5	3,5	4,6	6
Probierte Tragkraft in *kg* (2 *P*)	250	500	750	1100	1600	2250	3000	3750

Eisendicke δ Zoll engl.	$^5/_8$	$^{11}/_{16}$	$^3/_4$	$^{13}/_{16}$	$^7/_8$	$^{15}/_{16}$	1
dto. δ *mm*	17	$18^1/_2$	20	$21^1/_2$	23	$24^1/_2$	26
Gewicht pro lauf. *m* in *kg*	7	8	9,5	11	13	15	17
Probierte Tragkraft in *kg* (2 *P*). .	4600	5600	6750	8000	9000	10500	12000

Die Ketten fallen nach *mm* gewöhnlich so aus, wenn auch die Umrechnung von englisch Zoll nicht genau stimmt. Die probierte Tragkraft ist gleich der doppelten, mit Rücksicht auf Sicherheit und Abnützung zulässigen.

während jener s der der theoretischen Kraft K_0 beträgt

$$s = 2\pi R \quad \ldots \quad (62$$

Da nun die von der Kraft K_0 geleistete Arbeit (Product aus Kraft mal dem Wege) gleich sein muſs jener von der Last Q aufgezehrten, so ergibt sich

$$K_0 \cdot 2\pi R = \pi (R - r) \cdot Q \quad \ldots \quad (63$$

und hieraus

$$K_0 = \frac{R - r}{2R} \cdot Q = \frac{1}{2}\left(1 - \frac{r}{R}\right) \cdot Q \quad \ldots \quad (64$$

Da nun die Kettenrollen vom Halbmesser R und r gezahnt sind, und somit jede derselben eine gerade Anzahl Kettenglieder im Umfange enthalten muſs, weil je zwei Glieder zu einander senkrecht stehen, so macht man die Zähnezahl gleich der halben Anzahl der am Rollenumfange aufwickelbaren Kettenglieder und wählt, damit der Flaschenzug mit Rücksicht auf die Reibungswiderstände selbstsperrend wirkt die Zähnezahl z_1 des kleinen Rades

$$z_1 = 9 \text{ bis } 14$$

und jene z_2 des groſsen Rades

$$z_2 = 10 \text{ bis } 15.$$

Hiernach ist das Verhältnis der beiden Radhalbmesser

$$\frac{r}{R} = \frac{z_1}{z_2} = \frac{9}{10} \text{ bis } \frac{14}{15} \quad \ldots \quad (65$$

Setzt man noch den Durchmesser d der Achse, auf welcher sich die Doppelrolle dreht,

$$d = 3\delta \quad \ldots \quad (66$$

so erhält man als Wirkungsgrad η dieses Flaschenzuges für die beiden Grenzwerte von $\frac{r}{R}$ Gl. (65

$$\left.\begin{aligned} \frac{r}{R} &= \frac{9}{10} \text{ und } \frac{14}{15} \\ \eta &= 0{,}46 \text{ und } 0{,}34 \end{aligned}\right\} \quad \ldots \quad (67^*)$$

Die Lage zweier benachbarten Kettenglieder und die dieser entsprechende Construction der gezahnten Kettenrolle oder des Kettenrades für die innere Gliedlänge l ist in Fig. 7, Text, ersichtlich. Es ergibt

*) Nach Weisbach-Herrmann, Lehrb. d. Ing.- und Masch.-Mech. Zweite Aufl. 3 Th. 2. Abth. S. 61.

sich hieraus für den Durchmesser δ des Ketteneisens und die Zähnezahl z der Radhalbmesser r des Kettenrades bis zum Mittel der flach aufliegenden Kettenglieder

$$r = \frac{1}{2}(l+\delta) \cdot cotg\left(\frac{180^0}{z}\right) + \frac{1}{2}(l-\delta) \cdot \frac{1}{sin\left(\frac{180^0}{z}\right)} \quad . \quad (68*)$$

und für große Zähnezahlen annähernd

$$r = \frac{l}{2} cotg\left(\frac{90^0}{z}\right) \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (69$$

Hierbei ist für die englische oder kurzgliedrige Kette die innere Gliedlänge wie in Gl. (57

$$l = 2{,}6\,\delta \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (70$$

---

*) Es ist nämlich der Winkel α der einer Zahntheilung entsprechende Centriwinkel, somit für die Zähnezahl z

$$\alpha = \frac{360^0}{z} \text{ und } \beta = \frac{\alpha}{2} = \frac{180^0}{z}.$$

In dem durch die bis C verlängerte Mittellinie AB des flach aufliegenden Kettengliedes, den dazu senkrechten Radius $OA = r$ und die den Kettenradzahn halbierende Gerade OC gebildeten rechtwinkeligen Dreiecke AOC ist

$$OA = AC \,.\, cotg\,\beta$$

ferner ist

$$AC = AB + BC$$

$$AB = \frac{1}{2}(l + \delta)$$

$$BD = \frac{1}{2}(l - \delta)$$

und aus dem bei D rechtwinkeligen Dreieck BDC, in welchem der Winkel $CBD = \beta$ ist

$$BC = \frac{BD}{cos\,\beta} = \frac{1}{2} \cdot \frac{(l - \delta)}{cos\,\beta}$$

somit auch

$$AC = \frac{1}{2}(l + \delta) + \frac{1}{2}\,\frac{(l - \delta)}{cos\,\beta}$$

also der gesuchte Halbmesser

$$OA = r = \left[\frac{1}{2}(l + \delta) + \frac{1}{2} \cdot \frac{(l - \delta)}{cos\,\beta}\right] . \, cotg\,\beta$$

und wegen $cotg\,\beta = \frac{cos\,\beta}{sin\,\beta}$ auch

$$r = \frac{1}{2}(l + \delta) \,.\, cotg\,\beta + \frac{1}{2} \,.\, (l - \delta) \,.\, \frac{1}{sin\,\beta}$$

woraus sich durch Substitution des vorstehenden Wertes für β obige Gl. (68 ergibt.

und für die deutsche oder langgliedrige Kette wie in Gl. 56

$$l = 3,5\,\delta \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots (71$$

und für beide die innere Gliedbreite

$$b = 1,5\,\delta \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots (72$$

Setzt man die Anwendung einer englischen Kette voraus und wählt im Mittel

$$\left.\begin{array}{l} z_1 = 12 \\ z_2 = 13 \end{array}\right\} \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots (73$$

so erhält man nach Gl. (68 die Halbmesser

$$\left.\begin{array}{l} r = 9,81\,\delta \\ R = 10,56\,\delta \end{array}\right\} \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots (74$$

Nachdem der Halbmesser r des Kettenrades für die Zähnezahlen von 12 abwärts kleiner als 10,5 δ wird, ist es angezeigt, zur Vermeidung des Biegungsmomentes auf das flachliegende Kettenglied, dasselbe seiner Länge nach am Rollenkranze flach aufliegen zu lassen, wie es in Fig. 7, Text, gezeichnet ist.

Für einen thunlichst genauen Eingriff der Ketten in die Kettenradzähne kommen Ketten mit durchaus gleicher Kettengliedlänge zur Anwendung, welche kalibrierte Ketten genannt werden.

Nachstehende Tabelle enthält die Ketteneisendurchmesser δ und die Maximallast Q der Differenzialflaschenzüge nach Westons Patent, entsprechend den Anordnungen nach Fig. 2 bis 4, Text.

Für große Zähnezahlen ist annähernd

$$AE = EF = \frac{l}{2}$$

die halbe Seitenlänge eines dem Kreise vom Halbmesser r umschriebenen regelmäßigen Vieleckes von $2z$ Seiten und es ergibt sich hierauf der Halbmesser $r = AO$ aus dem rechtwinkeligen Dreieck AOE, in welchem der Winkel

$$\sphericalangle\, AOE = \left(\frac{\beta}{2}\right) = \left(\frac{90^\circ}{z}\right)$$

ist, nämlich

$$AO = AE \,.\, cotg\left(\frac{\beta}{2}\right)$$

oder

$$r = \frac{l}{2} \,.\, cotg\left(\frac{90^\circ}{z}\right)$$

also die vorstehende Gl. (69, welche sich übrigens auch aus der Gl. (68 für $\delta = 0$ ergibt.

Tabelle für die Flaschenzüge nach Westons Patent.

	Mit Lastkette allein					Mit Seilrolle und Zugseil			Mit Tangyes Patent-Räderübersetzung			
Q kg =	250	500	1000	1500	2000	2000	3000	4000	4000	5000	6000	8000	10000
δ mm =	6	6	7	8	10	10	12	13	13	14	16	18	20

Bei Eades Patent-Epicycloidal-Flaschenzug wird das innen verzahnte Rad um einen Zahn weiter gedreht, wenn das Excenter eine Umdrehung vollführt hat, weil das vom Excenter verschobene außen verzahnte Rad um einen Zahn weniger hat.

Bezeichnet nun z_1 die Zähnezahl des innen verzahnten Rades, z_2 jene des außen verzahnten Rades, r_1 und r_2 die zugehörigen Theilkreishalbmesser, b_2 die Zahnbreite, t_2 die Theilung des außen verzahnten Rades, z die Zähnezahl der Lastrolle, d den Durchmesser des Rollenbolzens, r den Halbmesser der Lastrolle, bis zur Mitte der flachaufliegenden Kettenglieder, R jenen der Zugrolle, so ist der Weg s der Kraft K_0

$$s = 2\pi R \qquad (75$$

und jener x der Last Q

$$x = \frac{2\pi r}{z_1} \qquad (76$$

und mithin ergibt die Arbeitsgleichung

$$K_0 \,.\, 2\pi R = Q \,.\, \frac{2\pi r}{z_1} \qquad (77$$

woraus die theoretische Kraft

$$K_0 = \frac{r}{z_1 R} \,.\, Q \qquad (78$$

Praktischen Ausführungen entsprechend kann man nehmen, wenn wieder δ den Durchmesser des Ketteneisens und l die innere Gliedlänge der Kette bezeichnet:

$$\left.\begin{aligned} z &= 5 \text{ bis } 7 \\ z_1 &= 28 \text{ bis } 31 \\ z_2 &= 27 \text{ bis } 30 \\ r_1 &= 1{,}82\, r \\ r_2 &= 0{,}92\, r_1 \\ b_2 &= t_2 \\ R &= 1{,}78\, r \\ d &= 3\,\delta \end{aligned}\right\} \qquad (79$$

wobei r nach Gl. (68 zu berechnen und hiefür l aus Gl. (70 oder (71 zu entnehmen ist, je nachdem eine kurzgliedrige oder eine langgliederige Kette angewendet wird.

Der Wirkungsgrad η dieses Flaschenzuges kann annähernd gesetzt werden

$\eta = 0{,}45$ bis $0{,}50$ . . . . (80

Bei dem Schneckenflaschenzug ergibt sich die theoretische Zugkraft K_0, wenn z die Zähnezahl des Schneckenrades für eine Schnecke mit einfachem Gewinde, r den Halbmesser der Lastrolle und R jenen der Zugrolle bezeichnen, weil bei einer Umdrehung der Zugrolle der Weg der Kraft K_0

$s = 2\pi R$ . . . . (81

jener der Last Q

$x = \frac{1}{2} \cdot \frac{2\pi r}{z}$ . . . . (82

aus der Arbeitsgleichung

$K_0 \cdot 2\pi R = Q \cdot \frac{1}{2} \cdot \frac{2\pi r}{z}$ . . . . (83

woraus

$K_0 = \frac{r}{2 \cdot z \cdot R} \cdot Q$ . . . . (84

Hiefür kann man nehmen

$\left.\begin{array}{l} R = 2{,}5\, r \\ z = 15 \end{array}\right\}$ . . . . (85

Der Wirkungsgrad η dieses Flaschenzuges setzt sich zusammen aus jenem des Kettengetriebes η_1 und dem des Schneckengetriebes η_2 und beträgt

$\eta = \eta_1 \cdot \eta_2$ . . . . (86

Im Mittel kann man setzen

$\eta = 0{,}35$ . . . . (87

1. Beispiel. Es liegt ein Seilflaschenzug gewöhnlicher Verhältnisse vor mit 3 Rollen in jeder Flasche und mit einem Seil von 40 mm Durchmesser. Es ist anzugeben, welche maximale Last Q damit zu heben sein wird.

Man hat hier $\delta = 40\,mm$; $n = 6$ und somit nach der Tabelle S. 43: $\eta = 0{,}555$.

Nach der Tabelle S. 44 kann man für $\delta = 40\,mm$ setzen $P = K = 1256\,kg$ und wird hiermit nach Gl. (44

$$K_0 = \eta \cdot K = 0{,}555 \cdot 1256 = 697 \backsim 700\,kg.$$

Nach Gl. (58 wird nun

$$Q = n K_0 = 6 \cdot 700 = 4200\,kg.$$

2. Beispiel. Es soll ein Seilflaschenzug nach Fig. 5 und 6, Taf. VI, für eine maximale Last $Q = 2000\,kg$ ausgeführt werden; es sind die Hauptdimensionen desselben zu bestimmen und ist zu berechnen, wie groß die hierzu am freien Seilende auszuübende Zugkraft sein muss.

Es ergibt sich nach Gl. (58 die theoretische Zugkraft $K_0 = \frac{Q}{n}$ und weil hier drei Rollen in jeder Flasche, also $n = 6$

$$K_0 = \frac{2000}{6} = 333{,}3\,kg.$$

Schätzt man nun $\eta = 0{,}60$ (mit Hilfe der Tabellen S. 43 und 44), so wird nach Gl. (45

$$K = \frac{1}{\eta}\,K_0 = \frac{1}{0{,}60}\,.\,333{,}3 = 555{,}5\,kg$$

und dem entspricht nach Tabelle S. 44 der Seildurchmesser $\delta = 28\,mm$ und kann somit $\eta = 0{,}60$ nach Tabelle S. 43 als passend abgerundet beibehalten werden und bleibt sonach die erforderliche Zugkraft am freien Seilende wie berechnet, nämlich

$$K = 555{,}5 \backsim 560\,kg.$$

Rollen- und Achsendurchmesser ergeben sich nun durch einfache Substitution aus den Formeln (48, u. z.:

$$r = 3{,}5\,\delta = 98 \backsim 100\,mm;\; d = 1{,}1\,\delta = 30{,}8 \backsim 30\,mm.$$

Die übrigen Dimensionen der Haken*) und Traversen sind nach der Cotierung in Fig. 5 und 6, Taf. VI, auf den Kerndurchmesser d_1 der Schraube bezogen, welche den Haken trägt, und dieser ist nach der Tabelle S. 20 für $P = Q = 2000\,kg$; $d_1 = 29{,}5$ entsprechend der Schraube Nr. 11 oder $1^3/_8$ Zoll engl. mit dem Bolzendurchmesser $d_2 = 36\,mm$. Der Bolzen $d_3\;l_3$ (Fig. 5, Taf. VI) ist auf den gleichwertigen Stirnzapfen bezogen ($l_3 = d_2 = 36\,mm$) und dieser nach Gl. (14 für die Länge $l = l_3 = 36\,mm$ den Durchmesser

$$d = 0{,}897\,\sqrt[3]{2000\,.\,36} = 37{,}3\,mm;$$

mithin wird nach Gl. (35

$$d_3 = 0{,}63\,d = 0{,}63\,.\,37{,}3 = 23{,}5 \backsim 25\,mm.$$

Die beiden Laschen, welche die Traverse und Rollenachse verbinden, sind auf Zug beansprucht, haben aber auch hinreichende Steifigkeit gegen Biegung zu besitzen, um beim Umtransportieren des Flaschenzuges nicht Schaden zu leiden. Setzt man die Querschnittsdimensionen $0{,}8\,d_1$ und $0{,}5\,d_1$ so wird die Querschnittsfläche derselben $= 2\,.\,0{,}8\,d_1\,.\,0{,}5\,d_1 = 0{,}8\,d_1^2$ gleich dem Querschnitt des Gewindekernes und sonach hinreichend fest; desgleichen für die Querschnittsdimensionen $1{,}3\,d_1$ und $0{,}32\,d_1$, welche den Gesammtquerschnitt $= 2\,.\,1{,}3\,.\,0{,}32\,d_1^2 = 0{,}83\,d_1^2$ ergeben.

3. Beispiel. Ein vorliegender Differenzialflaschenzug nach Westons Patent (Fig. 2, Text) für $1000\,kg$ Tragfähigkeit besitzt in der gezahnten Doppelrolle die Zähnezahlen 12 und 13; es ist die zum Heben der Last erforderliche Zugkraft K zu berechnen.

Man hat $z_1 = 12$; $z_2 = 13$; und somit

$$\frac{r}{R} = \frac{z_1}{z_2} = \frac{12}{13}$$

---

*) Über die Berechnung der Kettenhaken ist eine Abhandlung von E. Bagge enthalten in der Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure, Bd. XXIX, Jhg. 1885, S. 11.

also nach Gl. (64 die theoretische Kraft

$$K_0 = \frac{1}{2}\left(1 - \frac{12}{13}\right) . 1000 = \frac{1000}{26} = 38,5\ kg$$

und wenn man nach Gl. (67 $\eta = 0,45$ annimmt, wird weiter nach Gl. (45

$$K = \frac{1}{0,45} . 38,5 = 85,5\ kg$$

4. Beispiel. Für einen Differenzialflaschenzug mit Tangyes Patent-Räderübersetzung (Fig. 4, Text) sind für die zu hebende Last $Q = 5000\ kg$, die Halbmesser der beiden gezahnten Kettenrollen oder Kettenräder zu bestimmen.

Die Last Q vertheilt sich auf zwei Ketteneisen und mithin ist der Durchmesser des Ketteneisens für 2500 kg nach Tab. S. 46

$$\delta = 16\ mm.$$

Wählt man eine englische Kette und die Zähnezahlen der Kettenräder oder gezahnten Kettenrollen

$$z_1 = 9$$
$$z_2 = 10$$

so erhält man nach Gl. (70 die innere Gliedlänge

$$l = 2,6\ \delta = 2,6 . 16 = 41,6\ mm$$

und hiermit nach Gl. (68 den Halbmesser des kleinen Kettenrades

$$r = \frac{1}{2}(l + \delta) . \operatorname{cotg}\left(\frac{180^\circ}{z_1}\right) + \frac{1}{2}(l - \delta) . \frac{1}{\sin\left(\frac{180^\circ}{z_1}\right)} =$$

$$= \frac{1}{2}(41,6 + 16) . \operatorname{cotg} 20^\circ + \frac{1}{2}(41,6 - 16) . \frac{1}{\sin 20^\circ} =$$

$$= 28,8 . 2,747 + 12,8 . \frac{1}{0,342} = 79,114 + 37,427 = 116,541 \backsim 116,5\ mm$$

und ebenfalls nach Gl. (68 den Halbmesser des großen Kettenrades

$$R = \frac{1}{2}(l + \delta) . \operatorname{cotg}\left(\frac{180^\circ}{z_2}\right) + \frac{1}{2}(l - \delta) . \frac{1}{\sin\left(\frac{180^\circ}{z_2}\right)} =$$

$$= 28,8 . \operatorname{cotg} 18^\circ + 12,8 . \frac{1}{\sin 18^\circ} = 28,8 . 3,078 + 12,8 . \frac{1}{0,309} =$$

$$= 88,646 + 41,424 = 130,070 \backsim 130\ mm.$$

In Fig. 7, Text, ist das hier berechnete Kettenrad mit 10 Zähnen in $^1/_2$ Naturgröße gezeichnet.

Nach der Näherungsgleichung (69 ergeben sich für die beiden Kettenradhalbmesser nachstehende Werte

$$r = \frac{l}{2} . \operatorname{cotg}\left(\frac{90^\circ}{z_1}\right) = 20,8 . \operatorname{cotg} 10^\circ = 20,8 . 5,671 = 117,957 \backsim 118\ mm.$$

$$R = \frac{l}{2} \operatorname{cotg}\left(\frac{90^\circ}{z_2}\right) = 20,8 . \operatorname{cotg} 9^\circ = 20,8 . 6,314 = 131,331 \backsim 131,33\ mm.$$

also etwas zu große Werte.

Die innere Kettengliedbreite ist nach Gl. (72

$$b = 1,5 . \delta = 1,5 . 16 = 24\ mm.$$

4. **Herstellung der Flaschenzüge.** Die Seil- und Kettenrollen werden gewöhnlich aus Gusseisen hergestellt, gebohrt und an der Nabe eben gedreht. Die Spurkränze der Seilrollen werden ausgedreht, um das Seil gegen übermäßige Abnützung zu schützen. Das Gussmodell der Rolle ist, senkrecht zur Achse, im Mittel des Spurkranzes getheilt und die Seil- oder Kettenspur wird in der Form durch einen Sandkern gebildet. Die Außen- und Zwischenbleche werden aus Blechtafeln ausgehauen, mehrere Stücke zusammengespannt, nach dem durch die Zeichnung vorgeschriebenen Profil angerissen und mittels Feile bestoßen. An den flachen Seiten werden wenigstens die Außenbleche katzgrau gefeilt oder am Schleifstein abgeschliffen. Laschen, Traversen und Haken werden aus Schmiedeisen hergestellt und insbesondere letztere in Gesenken geschmiedet. Die Rollenbolzen werden abgedreht und leicht eingepasst; die Stehbolzen dagegen bleiben, abgesehen vom Gewindschneiden, gewöhnlich unbearbeitet. Die Stehbolzenrohre werden bei der Montierung der Flaschen so eingepasst, dass die Rollennaben in achsialer Richtung Spielraum zwischen den Blechen haben. Die Hakenbefestigung erfolgt entweder durch eine, mittels Unterlegscheibe am Bolzen festsitzende, durch Vernietung des Bolzens arretierte Mutter (Fig. 11, Taf. VI) oder durch eine ebenso angebrachte, mittels Stift oder Splint arretierte Mutter (Fig. 12, Taf. VI) oder endlich durch Vernietung des schwächeren Bolzenendes über einem am stärkeren Stück des Bolzens aufsitzenden Reibungsring derart, dass sich der Haken leicht in der Traverse drehen läst. Die Form der Außenbleche oder Schildbleche ist nach dem Geschmack des Zeichners verschieden; am gebräuchlichsten sind die in Fig. 1, Text, und Fig. 5 bis 10, Taf. VI, dargestellten Formen. Bei den Differenzial- und Schnecken-Flaschenzügen können die Kloben entweder aus Eisen geschmiedet oder aus Tiegelstahl gegossen werden. Bei Eades Flaschenzug kann auch die Lastrolle mit dem Zahnkranz aus Gusstahl hergestellt sein. In Fig. 1 bis 3, Taf. VII, ist derselbe durch ein warm aufgezogenes Stahlband gegen das Springen gesichert. Zum Aufhängen des Flaschenzuges erhält die obere Flasche entweder einen offenen Haken (Fig. 1, Text) oder einen Öhrhaken (Fig. 5, 6 und 7, 8, Taf. VI).

Flaschenzüge werden von vielen Fabriken, namentlich in England, als Specialität gebaut und in den Handel gebracht.

IV. Die Winden.

1. Zweck und Arten der Winden. Die Winden dienen zum Heben von Lasten in den Maschinenwerkstätten, auf Werkplätzen ꝛc. Die einfachste Art derselben ist die, durch eine flachgängige Schraube und den, die zugehörige Mutter enthaltenden Ständer, gebildete, die sogenannte einfache Schraubenwinde (Fig. 8, Text, und constructive Details in Fig. 5 bis 7, Taf. VII), bei welcher die Drehung der Schraube durch einen Steckschlüssel erfolgt. Für größere Lasten wird die Mutter



Fig. 8. Einfache Schraubenwinde.



Fig. 9. Schraubenwinde mit Kegelradantrieb.

im Ständer drehbar gelagert und außen verzahnt, so dass die Drehung derselben mittels Räderübersetzung und Handkurbel erfolgt. Bei Anwendung von Kegelrädern entsteht so die Schraubenwinde mit Kegelradantrieb (Fig. 9, Text, und constructive Details in Fig. 4, Taf. VII und Fig. 1, 2, Taf. VIII). In Fig. 3 und 4, Taf. VIII, ist eine solche, mittels Rollen auf Schienen bewegliche, hängende Schraubenwinde mit Kegelräder und Seilscheibe nach Uhlands Skizzenbuch dargestellt. Bei Anwendung einer Schnecke und Handkurbel entsteht die Schraubenwinde mit Schneckenantrieb oder englische

Schraubenwinde (Fig. 10, Text, und constructive Details in Fig. 5 bis 8, Taf. VIII). Wird eine zweifache Kegelräderübersetzung angewendet, so daſs gleichzeitig die Schraube und die Mutter mit verschiedener Winkelgeschwindigkeit nach derselben Richtung gedreht werden, so entsteht die Differenzial-Schraubenwinde, bei welcher die relative Drehung der Schraubenspindel gegen die Schraubenmutter gleich ist der Differenz der absoluten Drehungen dieser beiden Theile. In Fig. 9 bis 11, Taf. VIII, ist eine solche nach Zobels Patent, nach Uhlands Skizzenbuch dargestellt. Dieselbe bietet ein compendiöses, außerordentlich hand-


Fig. 10. Schraubenwinde mit Schneckenantrieb.


Fig. 11. Locomotivwinde.

liches Werkzeug zum Heben bedeutender Lasten. Der Niedergang der Schraubenspindel kann auch rasch erfolgen, durch ein einziges Paar Kegelräder unter alleiniger Drehung der Schraube.

Besondere Constructionen der Schraubenwinden kommen als sogenannte Locomotivwinde (Fig. 11, Text) und Locomotivhebeböcke oder Locomotivhebevorrichtung (Fig. 12, Text) zur Ausführung. Bei ersteren befindet sich der Windenständer auf einer gehobelten Platte und ist auf dieser durch eine darin gelagerte, ebenfalls flachgängige Schraubenspindel verschiebbar. Die Drehung der Schraubenspindeln erfolgt durch

Ratschenhebel. Sie findet hauptsächlich zum Einrücken entgleister Locomotiven Anwendung und daher ihr Name. Bei der Locomotivhebevorrichtung dienen zwei, in Ständern (Böcken) vertical gelagerte flachgängige Schraubenspindeln mit beweglichen Muttern zum Heben und Senken des auf den beiden Mutterstücken aufliegenden aus I Eisen hergestellten Querbalkens. Der Antrieb jeder Spindel erfolgt unabhängig von der anderen durch ein Paar Stirnräder, ein Paar Kegelräder und zwei Handkurbeln. Sie findet hauptsächlich in den Locomotiv-Reparaturwerkstätten Anwendung. Die Böcke ruhen auf Rollen, deren federnde Lager zurückweichen, sobald eine Last gehoben wird, wonach der Holzrahmen des Bockes am Boden zur Auflage kommt.

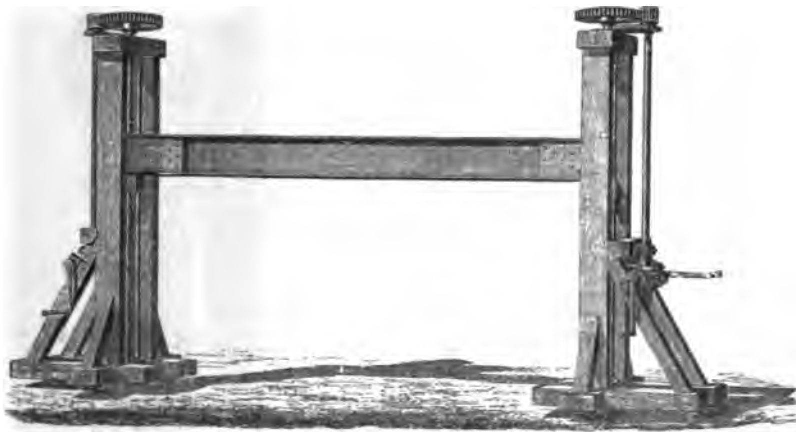


Fig. 12. Locomotiv-Hebebock mit Holzgestelle.

Als Mechanismen zu bestimmten Hebungen und Senkungen finden Schraubenwinden verschiedene Anwendung, so z. B. als Zugvorrichtung für Schleusen und Schützen; mit drehbarer Mutter, geradlinig bewegter Spindel und Antrieb durch Kegelräder, Schnecke und Schneckenrad vermittels Handkurbel oder Handrad oder nur mit Kegelräder und Handkurbel, wie in Fig. 14, Taf. VIII, in ihrer Wirkungsweise principiell übereinstimmend mit der Schraubenwinde Fig. 1 und 2, Taf. VIII.

An Stelle der Schraubenwinde und insbesondere der Locomotivwinde kommt in neuerer Zeit zum Heben größerer Lasten Tangyes hydraulische Winde zur Verwendung, welche in das Gebiet der hydraulischen Pressen gehört und bei diesen behandelt wird.

Als sogenannte Wagenwinden kommen Zahnstangenwinden zur Anwendung. Hierbei unterscheidet man Stockwinden, bei welchen die Zahnstange nur an der Krone angreift (Fig. 13, Text, mit Räderschema Fig. 15, Taf. VIII); Pratzenwinden, bei welchen die Zahnstange seitlich aus dem Windenstock mit einer Pratze vorsteht und sowohl an der Krone als auch von unten mittels der Pratze angreifen kann



Fig. 13. Stockwinde.



Fig. 14. Pratzenwinde.

(Fig. 14, Text, mit Räderschema Fig. 15 oder 16, Taf. VIII, und constructive Details in Fig. 1 bis 6, Taf. IX); Bockwinden (Fig. 15, Text); Schubwinden (Fig. 12 und 13, Taf. VIII); Zugwinden (Fig. 16, Text).

Zahnstangenwinden kommen als Zugwinden specieller Art vorzüglich als Zugvorrichtung für Schleusen und Schützen zur

Anwendung (Fig. 17 bis 19, Text). Zahnstangenwinden mit einfacher Räderübersetzung heißen einfache, solche mit doppelter Räderübersetzung doppelte Winden, z. B. einfache Pratzenwinde, doppelte Pratzenwinde. Die Stockwinden sind gewöhnlich einfache Winden.

Die Schraubenwinden sowohl als die hydraulischen und Zahnstangenwinden kommen nur zum Heben von Lasten auf geringe Höhen zur Anwendung. Zum Heben von Lasten auf größere Höhen bedient man sich der Trommelwinden und neuestens der Kettenrad-

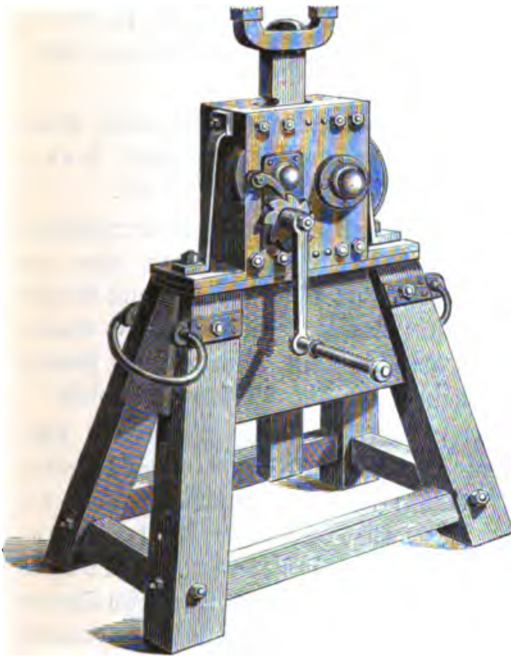


Fig. 15. Bockwinde.



Fig. 16. Zugwinde.

winden. Diese Winden, insoweit selbe hier in Betracht kommen, werden gewöhnlich Bauwinden genannt und wir unterscheiden im Folgenden die einfache Bauwinde oder die Bauwinde mit einfacher Räderübersetzung (Fig. 20, Text, und constructive Details in Fig. 1 bis 11, Taf. X), dann die doppelte Bauwinde oder die Bauwinde mit doppelter Räderübersetzung, (Fig. 21 bis 24, Text, und constructive Details in Fig. 1 bis 4, Taf. XI), beide mit

gewöhnlich glatter Trommel, endlich die französische Bauwinde (Fig. 25, Text, und constructive Details in Fig. 5 bis 7, Taf. XI), bei welcher statt der Trommel ein Kettenrad mit 3 bis 5 Zähnen, d. i. 6 bis 10 innere Gliedlängen im Umfang und eine kalibrierte Kette, d. i. eine solche mit durchwegs gleichen Kettengliedern angewendet ist, die in Frankreich zu Bauzwecken mit abweichender übriger Construction in ausgedehntem Maße in Verwendung steht und deshalb hier den Namen französische Winde erhielt. Die Winde in Fig. 25, Text, und die Dampfwinde Fig. 29, Text, ist von Mégy-Echeverria-Bazan in Paris mit einer eigenartigen sogenannten Sicherheitsbremse ausgestattet, die in der an das Getriebe anschließenden Trommel eingeschlossen,*) übrigens ein nebensächliches Constructionsdetail ist.

Einfache Trommelwinden, nach Art der einfachen Bauwinde, jedoch mit abweichender Ständerconstruction kommen als sogenannte Wandaufzugmaschinen zur Anwendung (Fig. 26 und 27, Text).

In besonderen Fällen sind Trommelwinden oder Kettenradwinden direct mit einer Antriebsdampfmaschine versehen und führen dann den Namen Dampfwinden. Eine solche mit Windentrommel und Antrieb durch eine unter 90° gekuppelte Zwillingsmaschine von Chapman & Sutton in London ist in Fig. 28, Text, und eine mit Kettenrad und Antrieb durch eine eincylindrige Dampfmaschine in Fig. 29, Text, dargestellt.

2. **Haupttheile der Winden.** Der wesentliche Bestandtheil jeder der genannten vier Arten von Winden, welcher als unterscheidendes Merkmal dient, ist schon durch die Benennung gekennzeichnet. Er ist bei der Schraubenwinde die flachgängige Schraube, bei der Zahnstangenwinde die Zahnstange, bei der Trommelwinde die Trommel und endlich bei der Kettenradwinde das Kettenrad. Zu diesen Theilen kommen nun jene Maschinenelemente, welche bei beiden ersten Windenarten die geradlinige, bei den beiden letzteren die Drehbewegung bewirken.

Bei der einfachen Schraubenwinde (Fig. 8, Text) wird die Schraube durch einen, in den senkrecht zur Spindelachse durchbohrten, verstärkten Spindelkopf geschobenen Steckschlüssel gedreht und somit aus

---

*) Detailzeichnungen dieser, bei unseren Constructionen nicht gebräuchlichen und deshalb vom Verfasser in den constructiven Figuren 5 bis 7, Taf. XI, gar nicht zur Anwendung gebrachten complicierten Bremsvorrichtung sind enthalten in Riedler, Personen- und Lastenaufzüge, und Uhland, prakt. Maschinen-Constructeur. 1877, S. 362, Tf. 76.

Fig. 17.

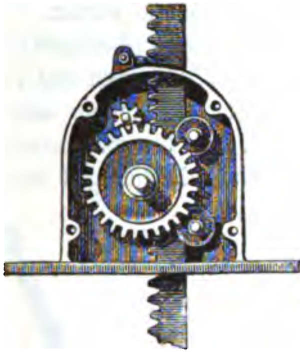
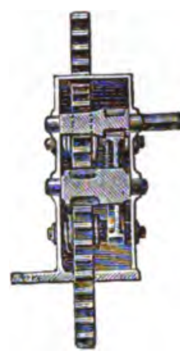


Fig. 18.



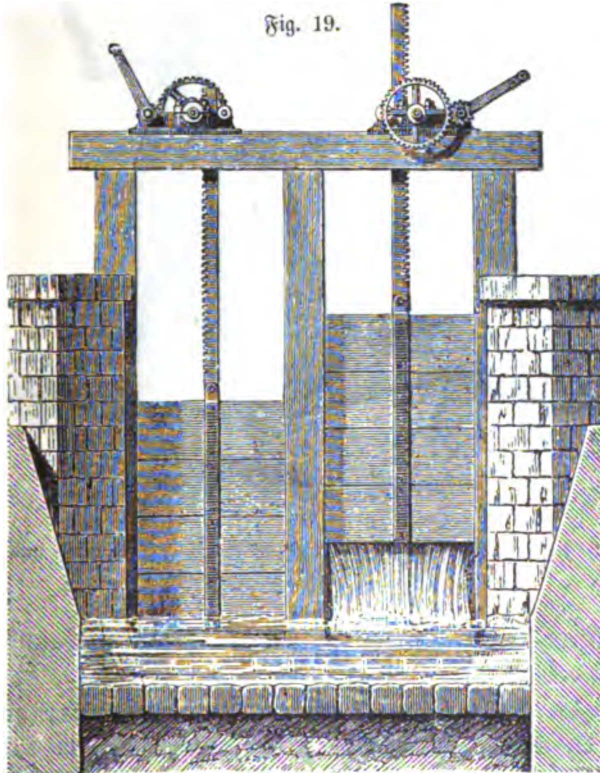


Fig. 19.

Zugvorrichtung für Schleusen und Schützen mit Zahnstangenwinde.
(Fig. 17 bis 19.)

der am Ständer festen Mutter herausgeschraubt, wenn eine auf der drehbaren Spindelkrone aufliegende Last gehoben werden soll. Der Ständer ist einfach gebildet, indem die aus Metall (Rothguss) hergestellte Mutter durch drei schief gestellte schmiedeiserne Säulchen mit dem gleichfalls schmiedeisernen Fußring verbunden ist. Es könnte auch die Anordnung getroffen werden, dass die wie bei der Schraubenwinde mit Kegelräderantrieb drehbare Mutter durch einen Steckschlüssel bewegt wird;

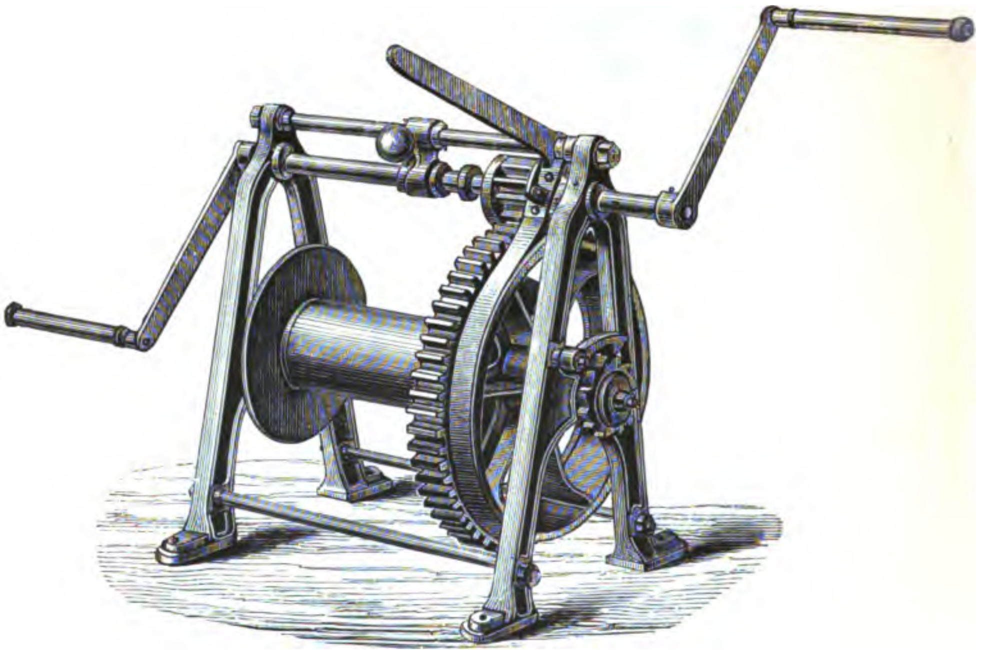


Fig. 20. Bauwinde mit einfacher Räderübersetzung, mit Sperrad und Bremsscheibe auf der Trommelwelle.

dieselbe liefert jedoch einen geringeren Wirkungsgrad, wie aus der Tabelle S. 79 zu ersehen.

Bei der Schraubenwinde mit Kegelradantrieb (Fig. 9, Text) ist die Schraubenspindel durch die seitlich aus dem Ständer hervorstehende und an den Wangen des Ausschnittes im Ständer geführte, mit der Schraubenspindel fest verbundene Pratze gegen Verdrehung gesichert und die achsiale Verschiebung erfolgt durch Drehung der außen

zum Kegelrad gebildeten, zwischen Lageranläufen sich drehenden Mutter, vermittels des eingreifenden Kegelgetriebes und der Handkurbel. Der am Ständerfuße angebrachte schmiedeiserne Ring dient als Handhabe für den Transport der Winde. In Fig. 1, Taf. VIII, ist die zum Kegelrad gebildete Mutter, mit ihrer Nabenhülse im Ständerkopf gelagert und durch einen, in die Ringnuth eingreifenden Schraubenstift, gegen

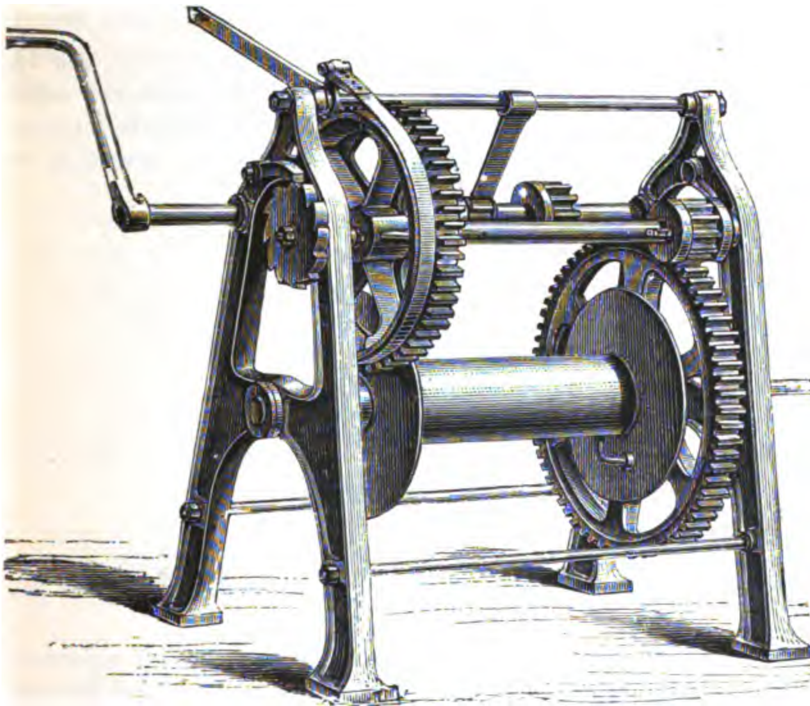


Fig. 21. Bauwinde mit doppelter Räderübersetzung, mit Sperrad und Bremsscheibe auf der Vorgelegewelle.

achsiale Verschiebung gesichert; die Spindel wird durch die mit ihr in einem Stück hergestellte, mit Einkerbungen versehene Krone an der Drehung gehindert, indem sich diese gegen die zu hebende Last stemmt.

Bei der hängenden Schraubenwinde mit Kegelräder und Seilscheibe ist die Schraubenspindel in dem aus Flacheisen und Eisenblech angefertigten Gehänge unverschiebbar gelagert. An der im Gehänge gerade geführten Mutter hängt ein langer Kloben, der unten

einen Haken trägt, wie bei einem Flaschenzug. Das Gehänge ist oben mit vier Laufrollen versehen, welche auf zwei Flacheisenschienen laufen. Letztere sind mittels in der Zeichnung fortgelassener Hängearme an die Decke des Arbeitsraumes befestigt, in welchem die Winde zur Verwendung kommen soll und diese bestreicht somit den ganzen Raum den Laufschienen entlang. Über die Seilscheibe oder Kettenscheibe wird ein endloses Hanfseil (oder eine Kette) gehängt, und durch Ziehen an diesem das Heben oder Senken der Last bewerkstelligt.

Bei der Schraubenwinde mit Schneckenantrieb (Fig 10, Text) ist die im Windenstock drehbar gelagerte Schraubenmutter außen zum Schneckenrad gebildet, in welches eine mittels Doppelkurbel drehbare Schnecke eingreift; die Schraubenspindel aber ist nur geradlinig im

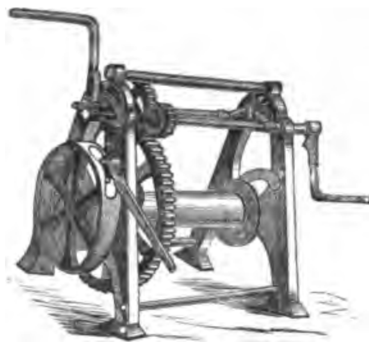


Fig. 22. Bauwinde mit doppelter Räderübersetzung, mit Sperrad und Bremsscheibe auf der Trommelwelle.

Windenstock verschiebbar, indem sie durch die mit ihr fest verbundene Krone, welche sich gegen die zu hebende Last stemmt, an der Drehung gehindert wird.

Bei der Differenzial-Schraubenwinde (Fig. 9 bis 11, Taf. VIII) ist die außen zum Kegelrad R_2 gebildete Mutter im Ständer drehbar gelagert und durch die über die Spindel geschobene, glatt ausgebohrte gemeinsame Nabenhülse der beiden gleichen Kegelräder r_2 einerseits und ihren Lageranlauf anderseits gegen achsiale Verschiebung gesichert. In dieser Nabenhülse der Räder z_2 ist eine Feder befestigt, d. i. ein eingelassener Keil, welcher in eine, in die Schraubenspindel eingehobelte Längsnuth eingepaßt, in diese eingreift und somit wohl die achsiale Verschiebung der Schraubenspindel in der Nabenhülse gestattet,

dagegen beide Theile zu gemeinschaftlicher Drehbewegung zwingt. Auf der kurzen Welle W sind einerseits zwei Kegelräder R_1 und r_1 aufgekeilt, anderseits ist die Handkurbel auf das viereckig zugefeilte Wellenende aufgesteckt und durch Schraube und Mutter gegen das Loswerden geschützt. In der in Fig. 9, Taf. VIII, gezeichneten Stellung greifen die Kegelräder R_1 R_2 und jene r_1 r_2 paarweise ineinander und wenn nun die Handkurbel durch eine Kraft K in Umdrehung versetzt wird, so werden gleichzeitig die Räder r_2 und R_2 in derselben Richtung umgedreht. Hiernach erfolgt sowohl die Drehung der Schraubenspindel durch das Rad r_2, als auch jene der Mutter R_2.

Weil nun die Übersetzungsverhältnisse

$$\frac{r_1}{r_2} = \frac{50}{70} = \frac{1}{1{,}4} \text{ und } \frac{R_1}{R_2} = \frac{75}{100} = \frac{1}{1{,}33}$$

von einander abweichen, so wird die Mutter rascher gedreht als die Schraubenspindel und hierdurch die achsiale Verschiebung der letzteren, entsprechend der Differenz der Winkelgeschwindigkeiten, bewirkt, also die Last Q gehoben oder gesenkt, je nach der Drehungsrichtung der Handkurbel. Es verhalten sich aber die Umdrehungszahlen der Räder R_1 R_2, beziehungsweise r_1 r_2 umgekehrt wie ihre Halbmesser und demnach erhält man, wenn n_1 die Umdrehungszahl der Handkurbelwelle, N_2 jene des Rades R_2, n_2 jene des Rades r_2 bezeichnen,

$$\frac{n_2}{n_1} = \frac{r_1}{r_2} \text{ und } \frac{N_2}{n_1} = \frac{R_1}{R_2}.$$

Somit wird die entsprechende relative Drehung der Mutter gegen die Schraubenspindel die Umdrehungszahl n ergeben nach der Gleichung

$$n = N_2 - n_2 = \left(\frac{R_1}{R_2} - \frac{r_1}{r_2}\right) n_1 \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (88$$

Die Handkurbelwelle ist in einer excentrischen Büchse gelagert, welche, aufwärts gedreht, bei oben stehendem Handhebel und einfallender Stellfalle die Räder R_1 R_2 und r_1 r_2 unten ausgerückt und das Rad r_1 mit dem oberen r_2 zum Eingriff gebracht hat. Die Mutter wird nun durch den Klemmbacken B angehalten und bei Drehung der Handkurbel die Drehung der Spindel allein in der nun feststehenden Mutter mit der Räderübersetzung $(r_1 : r_2)$ bewirkt. Bei dieser Stellung der Excenterbüchse erfolgt sonach je nach der Richtung, in welcher die Handkurbel sich bewegt, ein rascher Auf- oder Abwärtsgang der Schraubenspindel.

Bei der Locomotivwinde (Fig. 11, Text) befindet sich auf der Schraubenspindel, unter der drehbaren mit Einkerbungen versehenen

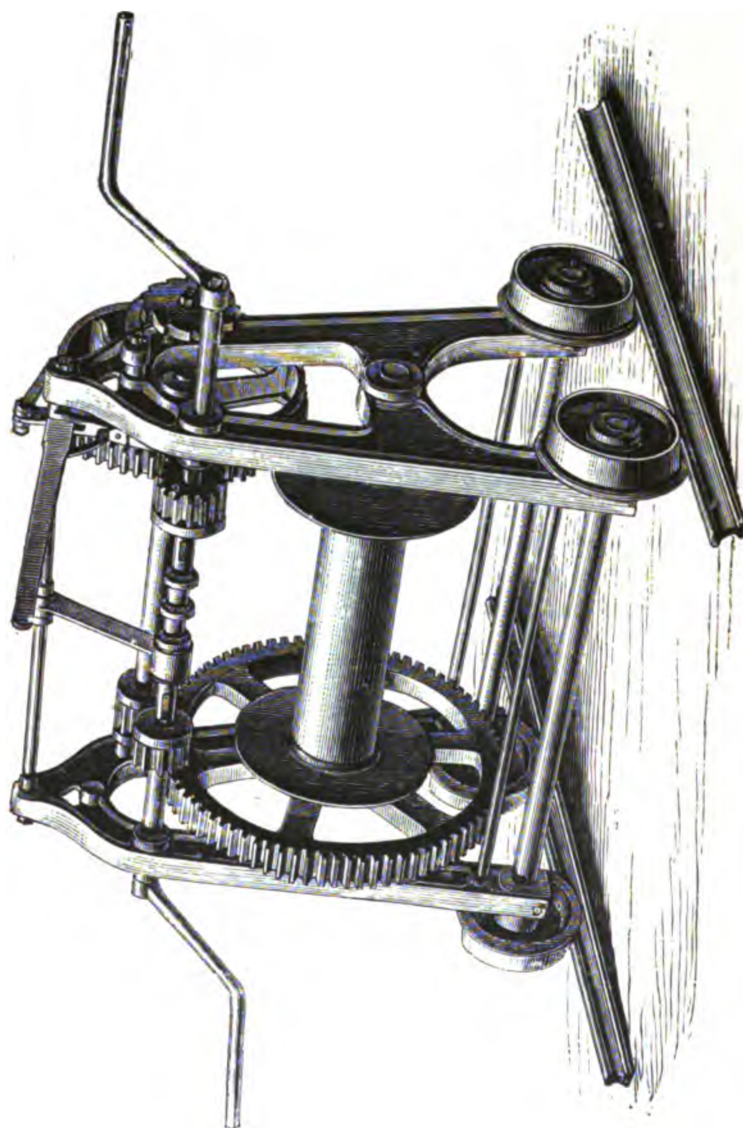


Fig. 23. Auf Rollen laufende Trommelwinde mit doppelter Räderübersetzung.

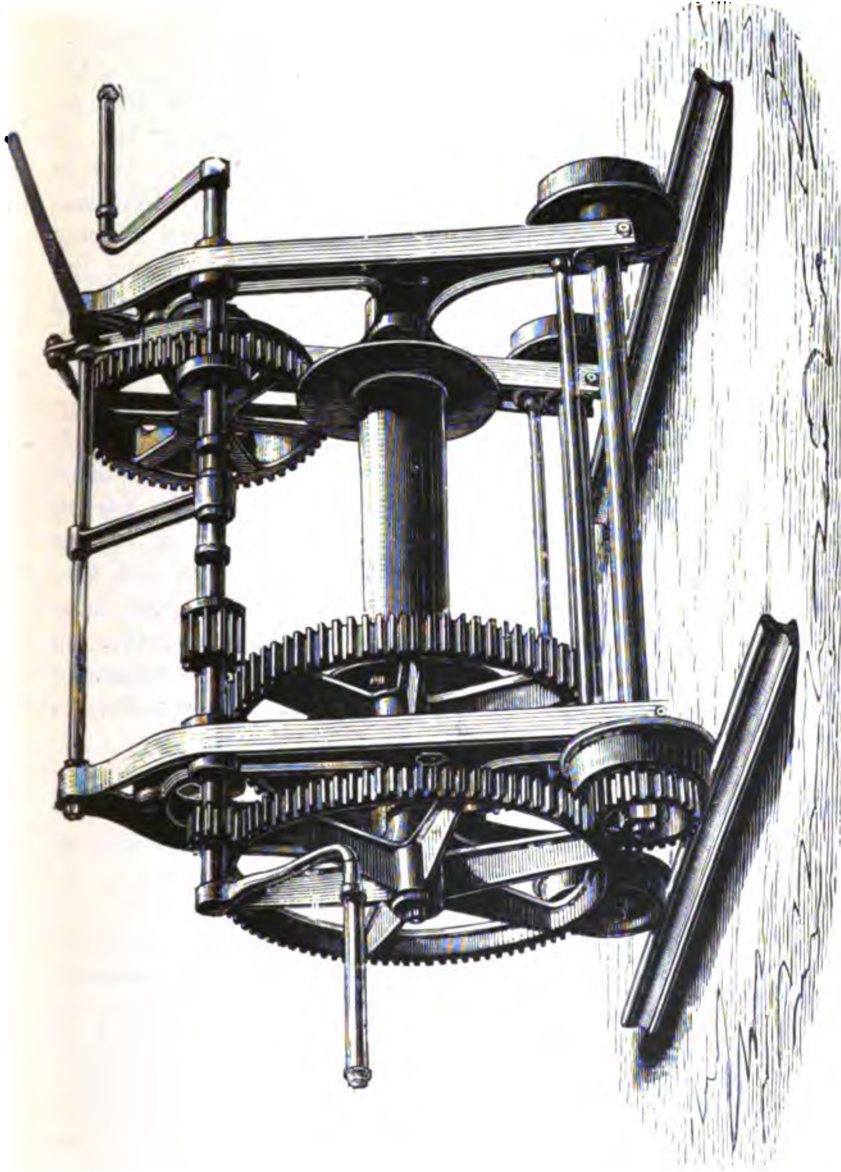


Fig. 24. Durch Handkurbel und Zahnräderantrieb fahrbare Trommelwinde mit doppelter Räderübersetzung.

Krone, ein Ratschenrad aufgekeilt und ein Ratschenhebel*) mit sowohl nach rechts als nach links einlegbarem Sperrkegel darauf frei drehbar.

Bei eingelegtem Sperrkegel erfolgt nun die Drehung der Schraubenspindel mittels des Steckschlüssels genau so, wie bei der einfachen Schraubenwinde (Fig. 8, Text). Zum seitlichen Verschieben einer gehobenen Last, wie z. B. zum Einrücken einer entgleisten Locomotive, ist nun auf der unten im Rahmen liegenden Schraubenspindel ebenfalls eine Ratsche angebracht, und es wird durch Drehung der Schraubenspindel die mit dem Ständerfuß verbundene Mutter auf dem Rahmen verschoben. Die ganze Locomotivwinde ist somit principiell eine Zusammenstellung zweier einfacher Schraubenwinden und eine Abweichung liegt nur in dem constructiven Detail der Ratsche, gegenüber dem einfachen Steckschlüssel.

Die Locomotivhebevorrichtung (Fig. 12, Text) wird gewöhnlich mit hölzernen Böcken ausgeführt, an welche die Eisenbestandtheile in entsprechender Lage angeschraubt werden. Um die Aufstellung der Böcke jederzeit leicht so bewerkstelligen zu können, dass sich die Schraubenspindeln in verticaler Lage befinden, bedient man sich des Senkels und findet deshalb ein solches mit fixer Marke für das Einspielen der Senkelspitze bei verticaler Spindellage an jedem Bocke angebracht. Jeder Hebebock für sich betrachtet, ist eine Schraubenwinde mit Antrieb durch doppelte Räderübersetzung und Handkurbeln. Das Mutterstück ist an verticalen Quadrateisenschienen zwischen den aufrechten Wangen des Bockes gerade geführt.

Die Zugvorrichtung für Schleusen mit flachgängiger Schraubenspindel und Kegelrädern (Fig. 14, Taf. VIII) ist mit ihrer, die beiden Lager vereinigenden Lagerfußplatte auf dem Kopfbalken der Schleusenumrahmung aufgeschraubt.

---

*) Eine einfache Construction solcher Ratschen für Handvorschub ist bei den Sperrwerken in Fig. 11 und 12, Taf. II, zur Darstellung gebracht. Der Handhebel c ist hierbei über oder unter dem Sperrad auf der Spindel frei drehbar, wogegen der in Fig. 11, Text, ersichtliche Hebelansatz, in welchen erst ein Steckschlüssel als Hebelarm einzusetzen ist, ein gegabeltes Hebelauge besitzt, zwischen dessen beide Lagerlappen sowohl das Sperrad als auch der V förmige, mit den beiden Schenkelspitzen angreifende Sperrkegel eingeschoben und letzterer im Charnierbolzen drehbar ist. Diese Hebelform ist auch an der in Fig. 11, Text, auf der unteren Spindel gezeichneten, in gleicher Weise ausgeführten Ratsche zu ersehen, welche für den Transport abziehbar ist und deshalb das Sperrad auf einer im Hebel gelagerten Hülse aufgekeilt enthält.

Die Zahnstangenwinden enthalten als Hauptbestandtheile die, bei Stockwinden nur oben mit drehbarer Krone und bei den sogenannten Pratzenwinden überdies mit seitlich abgebogener Pratze versehene Zahnstange und das eingreifende Getriebe, ferner eine einfache oder doppelte Räderübersetzung durch Stirnräder nebst Handkurbel und den diese Theile vereinigenden Windenstock. Die allgemeine Anordnung der Räderübersetzung ist im Räderschema (Fig. 15 und 16, Taf. VIII) ersichtlich. Die wesentlichen Constructionsdetails sind aus den Fig. 1 bis 6, Taf. IX, einer Pratzenwinde zu entnehmen. Der leichten Transportfähigkeit wegen ist der Stock gewöhnlich aus Eichenholz oder überhaupt aus hartem Holz und die übrigen Theile sind aus Schmiedeisen, möglichst leicht gehalten. Wegen der kleinen Zähnezahlen der Getriebe (3 bis 5) kommt hierbei die doppelte Punktverzahnung oder die gemischte Verzahnung zur Anwendung und werden im letzteren Falle bei einem Getriebe mit 3 Zähnen die Zahncurven beider eingreifender Zähne am Zahnkopf bis zu ihrem Durchschnitt verlängert, um eine hinreichend große Eingriffsdauer zu erzielen. Die Achsenlager befinden sich in den beiden schmiedeisernen Seitenplatten, welche zugleich die für das Räderwerk erforderlichen Ausschnitte des Holzstockes verdecken und durch Schrauben verbunden sind. Die vier der Zahnstange zunächst liegenden Verbindungsschrauben der Lagerplatten sind zwischen letzteren verstärkt und dienen als Stehbolzen und zugleich zur Führung der Zahnstange, insbesondere zur Rückenführung beim Heben der Last. Dieselben sind deshalb mit breiten Anlagflächen versehen und überhaupt entsprechend geformt, wie in Fig. 5, Taf. IX, zu ersehen. Der Holzstock ist unterhalb der Lagerplatten durch Bandeisenstreifen armiert, zum Schutze gegen das Abschlagen des Holzes und am Fuße mit schmiedeisernen Stollen versehen, zum festen Anstellen. Zum Transport dient gewöhnlich

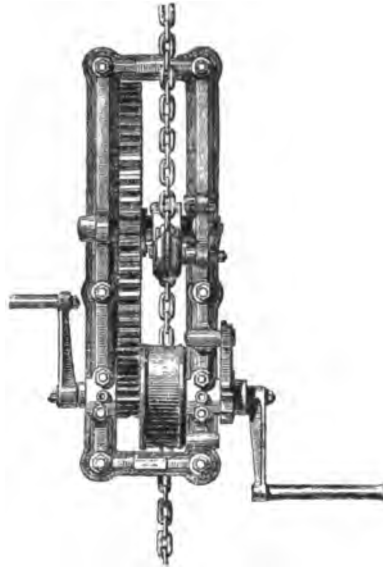


Fig. 25. Französische Bauwinde.

noch ein Ring (Fig. 13, Text) oder eine anders geformte Handhabe (Fig. 6, Taf. IX). Die Pratze ist in Fig. 14, Text, zu sehen und entweder im Holzstock oder außen, wie in Fig. 2, Taf. IX, an Bandeisenschienen geführt, um den Holzstock beim Pratzenangriff gegen Abnützung zu schützen.

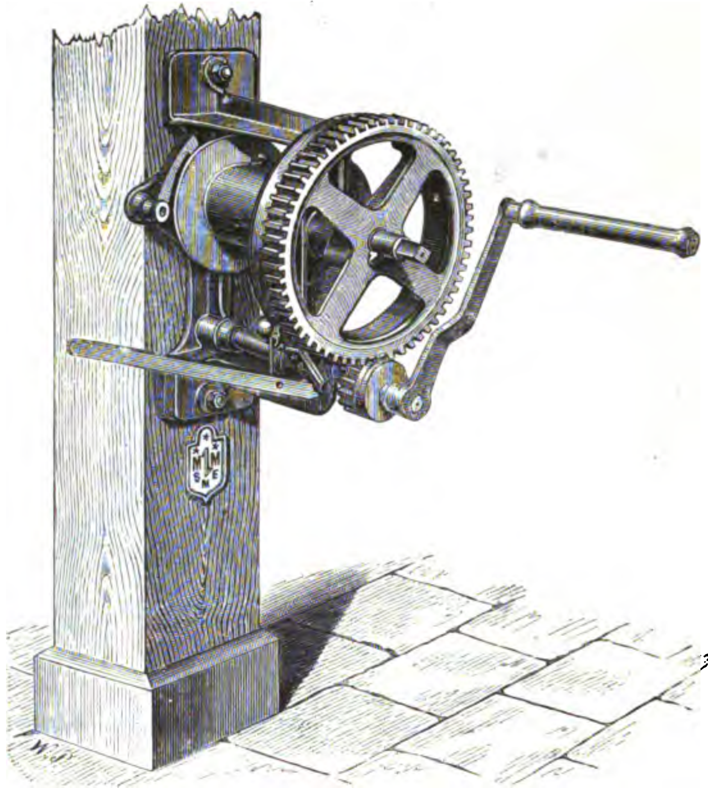


Fig. 26. Wandaufzugmaschine an einer Säule befestigt.

Die Bockwinde (Fig. 15, Text), welche hauptsächlich im Waggonbau verwendet wird, hat als weiteren Bestandtheil den mit vier Füßen ausgestatteten aus Holz hergestellten Bock und zwei seitliche Handhaben zum Transport. Die unten gerade Zahnstange reicht aus dem Stock frei herab.

Die Schubwinde (Fig. 12 und 13, Taf. VIII) wird mit den beiden Schultern des gußeisernen Rädergehäuses auf Unterlagen gesetzt,

wenn das Heben der Last an der drehbaren Krone der Zahnstange erfolgt und umgekehrt.

Die Zugwinde (Fig. 16, Text) greift die einander zu nähernden Gegenstände einerseits mit dem durch die Zahnstange gebildeten Haken, anderseits durch einen solchen am Rädergehäuse an.

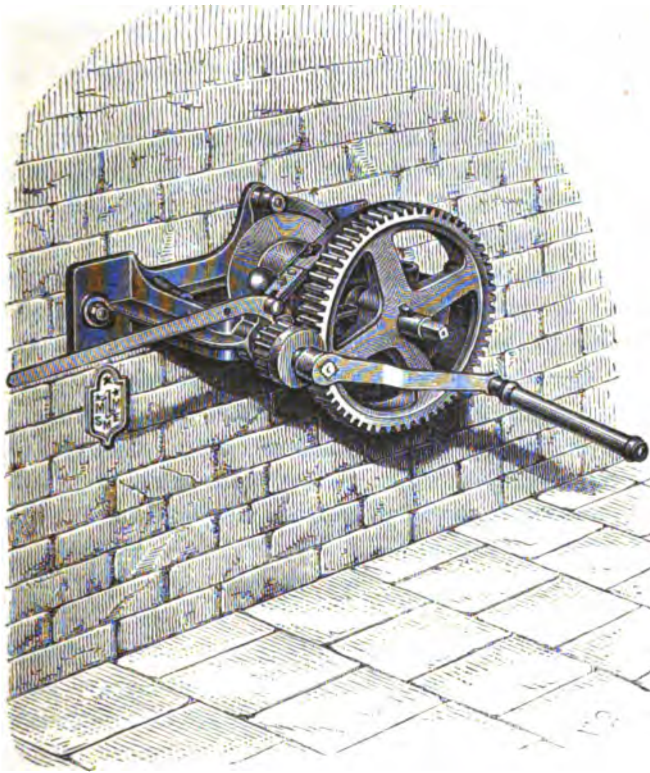


Fig. 27. Wandaufzugmaschine an der Wand befestigt.

Bei der Zugvorrichtung für Schleusen und Schützen (Fig. 17 bis 19, Text) ist das gußeiserne Rädergehäuse eigenartig geformt und auf dem Kopfbalken der Schleusen- oder Schützenumrahmung aufgeschraubt. Die schmiedeiserne Zahnstange ist hierbei in Fig. 17 und 18, Text, durch zwei auf ihren Bolzen lose drehbaren Rollen, gewöhnlich Frictionsrollen genannt, am Rücken geführt; bei der Ausführung

nach Fig. 19, Text, ist nur eine solche Führungsrolle vorhanden. Bei den gewöhnlichen Schützenaufzügen der Wasserräder und Turbinen kommen gusseiserne Zahnstangen und gusseiserne Getriebe mit 11 bis 15 (gewöhnlich 13) Zähnen mit Seitenscheiben zur Anwendung.

Die Trommelwinden und Kettenradwinden haben außer der Trommel, beziehungsweise dem Kettenrade alle übrigen wesentlichen Theile gemeinschaftlich, nämlich einfache oder doppelte Räderübersetzung und Handkurbel, Sperr- und Bremswerk und einen entsprechend geformten Ständer.

Die Vorgelegewelle, auf deren Enden die Handkurbeln aufgesteckt sind, ist in ihren Lagern verschiebbar, so dass beim Niederlassen der Last mittels der Bremse, die Zahnräder außer Eingriff stehen und die Kurbeln nicht mitbewegt werden.

Bei den Winden mit doppelter Räderübersetzung sind entweder drei Einstellungen der die Kurbeln tragenden oder ersten Vorgelegewelle oder zwei Einstellungen dieser und zwei Einstellungen der zweiten Vorgelegewelle durch achsiale Verschiebung derselben erforderlich.

Bei der ersten Einstellung ist die doppelte Räderübersetzung eingerückt wie z. B. in Fig. 23, Text, und es beträgt sonach die Räderübersetzung i, wenn die Zähnezahlen wie im Räderschema Fig. 6, Taf. II, von der ersten Vorgelegewelle zur Trommelwelle schreitend mit z_1 z_2 z_3 z_4 bezeichnet werden,

$$i = \frac{z_1}{z_2} \cdot \frac{z_3}{z_4}.$$

Bei der zweiten Einstellung ist entweder die erste Vorgelegewelle achsial verschoben und die Falle in Fig. 23, Text, zwischen die nächsten zwei Bunde eingelegt, hierbei ist z_1 ausgerückt und die erste Vorgelegewelle steht still, wenn die Last mittels der Bremse abwärts gelassen wird, oder es wird die zweite Vorgelegewelle achsial verschoben und die Falle hinter den in Fig. 3, Taf. XI, auf derselben vorhandenen Bund eingelegt, hierbei ist z_3 ausgerückt, wonach beide Vorgelegewellen still stehen.

Bei der dritten Einstellung bleibt z_1 ausgerückt, dagegen ist ein zweites, auf der ersten Vorgelegewelle sitzendes Getriebe z_3, welches mit jenem z_3 auf der zweiten Vorgelegewelle gleich dimensioniert ist (Fig. 21, 23 und 24, Text) oder das selbst mit z_3 gleich dimensionierte Getriebe z_1 (Fig. 22, Text, und Fig. 1 bis 4, Taf. XI) in z_4 eingerückt worden und die Winde befindet sich nun im Stande einer Winde mit einfacher

Räderübersetzung, indem nun die Übersetzung i_1 von der Kurbelwelle auf die Trommelwelle nur mehr die der Räder z_3 und z_4 ist, nämlich:

$$i_1 = \frac{z_3}{z_4}.$$

Man benützt sohin zum Heben schwerer Lasten die doppelte Räderübersetzung, dagegen zum Heben geringerer Lasten nur die einfache Räderübersetzung, weil bei letzterer die Bewegung der Last rascher bewerkstelligt wird.

Um die Vorgelegewelle in ihren zwei Stellungen bei einfacher Räderübersetzung und in ihren drei Stellungen bei doppelter Räderübersetzung gegen achsiale Verschiebung zu sichern, ist dieselbe mit Eindrehungen oder mit Bunden oder Stellringen versehen, in oder zwischen welche eine Falle eingelegt wird, welche auf der oberen Verbindungsstange drehbar ist wie in Fig. 20, 21, 23 und 24, Text, oder über einem Ansatz verschiebar vertical aufgehoben werden kann, wie in Fig. 1, Taf. X, Fig. 22, Text, und Fig. 1 bis 4, Taf. XI.

Bei den Winden mit einfacher Räderübersetzung sitzen Sperrad und Bremsscheibe auf der Trommelwelle, entweder wie in Fig. 20, Text, oder wie in Fig. 1 bis 3, Taf. X, angeordnet, oder es befindet sich sowohl das Sperrad als auch die Bremsscheibe innerhalb der beiden Ständerschilde, beiderseits an die Trommel anschließend.

Bei den Winden mit doppelter Räderübersetzung sitzen Sperrad und Bremsscheibe entweder auf der zweiten Vorgelegewelle, wie in Fig. 21, 23 und 24, Text, oder auch auf der Trommelwelle, wie in Fig. 22, Text, und Fig. 1 bis 4, Taf. XI.

In Fig. 20, 21, 23, 24, 26 und 27, Text, ist nach den Ausführungen von Mohr und Federhaff in Mannheim die Bremsscheibe mit dem anschließenden Zahnrad in einem Stück, mit gemeinsamem Armkreuze gegossen.

Der Umstand, dass bei der einfachen und doppelten Bauwinde die ganze Seillänge, welche mindestens gleich der Förderhöhe sein muss, auf der Trommel in nebeneinander und eventuell übereinander gelegten Windungen Platz finden muss, bedingt für große Förderhöhen oder Förderweiten bedeutende Trommellängen. Diesem Übelstande wird durch die Anwendung der sogenannten Frictionstrommel begegnet. Bei der Frictionstrommel hat die Seillänge keinerlei Einfluss auf die Trommeldimensionen, da die Trommel vom Seile nur in sovielen Windungen umwunden wird, als nothwendig sind, dass die zwischen der Trommel

und dem Seil entstehende Reibung ein selbstthätiges Gleiten des Seiles verhindert, während durch ein Räderwerk die Trommel in Umdrehung versetzt und die Last gefördert wird. Damit das Seil selbst annähernd auf derselben Stelle der Trommel zum Auflaufen Platz schafft, ist die Trommel conisch, und damit das Seil rasch darübergeschlagen werden kann, sind die Frictionstrommeln bei Schiffswinden gewöhnlich freitragend auf der Trommelwelle montiert, wie in Fig. 28, Text, gezeichnet.

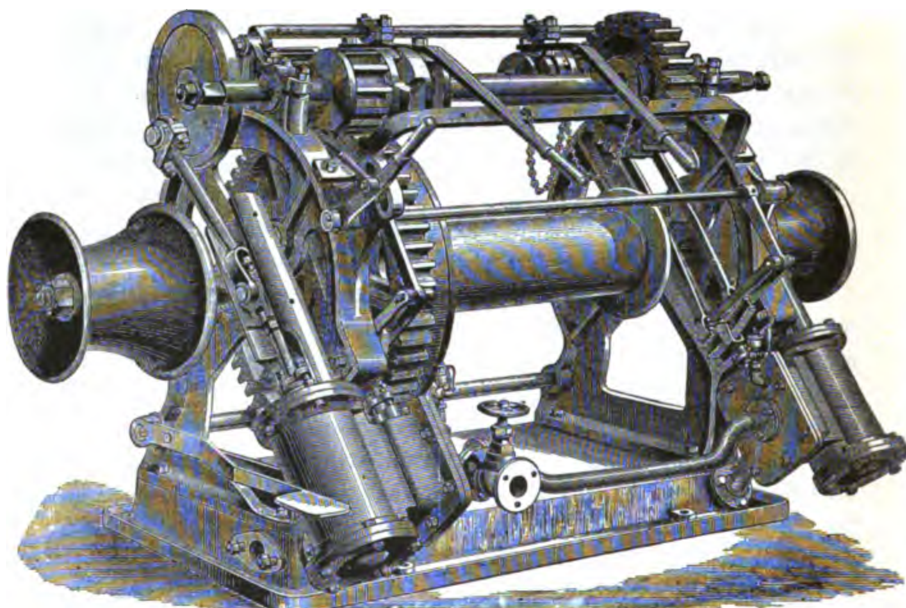


Fig. 28. Dampfwinde mit Kettentrommel und freihängenden Trommeln für ein ablaufendes Seil.

Der Windenständer der Bauwinden wird aus den beiden gusseisernen Ständerschilden und den drei schmiedeisernen Verbindungsstangen durch Verschraubung gebildet. Die namentlich von französischen Fabrikanten versuchte Anwendung schmiedeiserner Seitenschilde, aus gebogenem Winkeleisen hergestellt, hat sich der hohen Herstellungskosten wegen nicht allgemeineren Eingang verschafft.

Die Fig. 20 bis 24, Text, Fig. 1 bis 11, Taf. X, und Fig. 1 bis 4, Taft XI, zeigen die gebräuchlichen Formen der Ständerschilde,

deren Querschnitt U oder T förmig ist, wie in Fig. 7 und 8, Taf. X, gezeichnet, oder auch doppelt T förmig, wie bei der Winde in Fig. 20, Text, ausgeführt.

Die beiden Ständerschilde werden gewöhnlich zur Mittellinie symmetrisch angeordnet, also auch die beiden Vorgelegewellen der doppelten Winden in gleicher Höhe symmetrisch zur Ständermittellinie, um nicht zwei Gußmodelle zu deren Abformung zu erfordern.

Die Ständerfüße sind mit Schraubenlöchern versehen, um die Winde nöthigenfalls auf eine Unterlage (gewöhnlich Holzunterlage) festschrauben zu können.

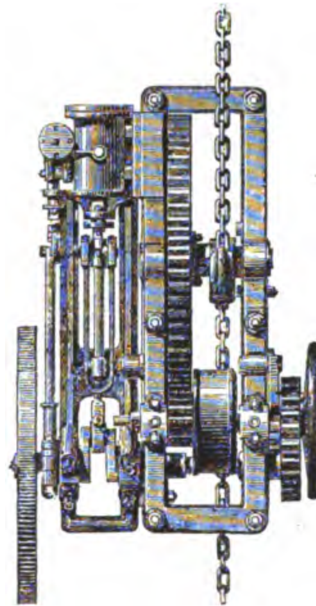


Fig. 29. Dampfwinde mit Kettenrad.

Die Handkurbeln erhalten zweckmäßig eine am Kurbelstift drehbare Hülse als Handgriff, um die Hände des Mannes an der Kurbel vor Schwülen zu schützen. Diese Hülsen werden entweder aus Holz hergestellt wie in Fig. 5, Taf. X, und an beiden Enden mit Eisen- oder Messingringen armiert, oder sie werden, namentlich wenn die Winden im Freien verwendet werden sollen, aus einem Stück Gasrohr hergestellt, wie in Fig. 6, Taf. X, wobei der Kurbelstift an seinen Enden mit Ansätzen versehen ist, welche dem inneren Rohrdurchmesser angepaßt sind. Oft werden jedoch auch die Handkurbeln der größeren Einfachheit wegen ohne Hülse, aus einem mit Nabe versehenen Rundeisenstück oder besonders geformten Schmiedestück hergestellt, wie in den Fig. 21 bis 23, Text.

Die Befestigung der Kurbeln auf den Wellenenden erfolgt entweder durch Aufkeilung auf die rund abgedrehten Enden mittels Nasenkeil oder durch Aufstecken auf die angefeilten Vierecke und Feststellung durch einen conischen Stift wie in Fig. 1 und 4, Taf. X, oder durch eine vorgeschraubte Mutter, wie in Fig. 6, Taf. XI.

Die beiden Kurbeln werden so befestigt, dass die Kurbelarme einen Winkel von 120° einschließen, um möglichst gleichförmige Anstrengung der an beiden Kurbeln drehenden Männer zu erzielen. Soll die Winde fahrbar sein, so wird sie auf Rollen (Fig. 11, Taf. X) gestellt und es werden die Lager für die Rollenachsen entweder vertical verstellbar angeordnet, wie in Fig. 9, Taf. X, um die Winde an Ort und Stelle am Ständerfuße aufstehen zu lassen, oder es werden geschlossene Lager an die Ständerfüße angeschraubt, wie in Fig. 10, Taf. X, oder endlich

Fig. 31. Querschnitt.

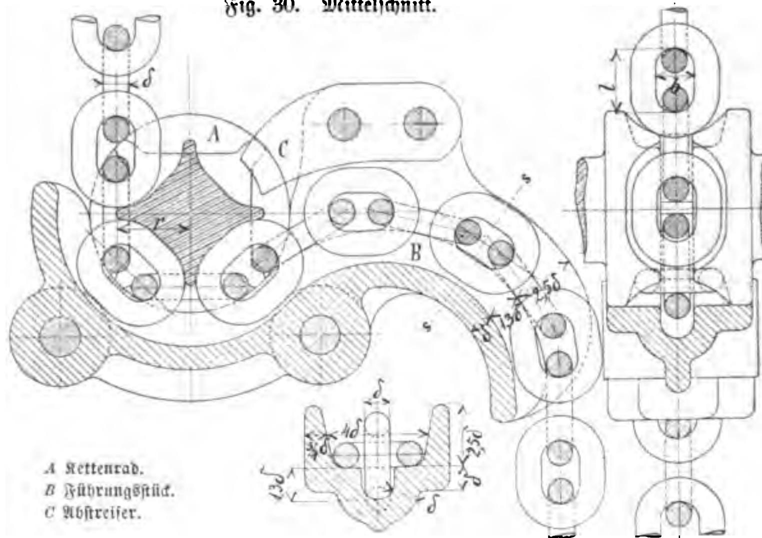


Fig. 32. Schnitt *ss*.

Kettenrad und Kettenführung einer Kettenradwinde. (Fig. 30 bis 32.)

unten offene Lager an die Ständerfüße angegossen und mit Lagerdeckel versehen wie in Fig. 23 und 24, Text.

Die Trommel ist gewöhnlich glatt, selten mit schraubenförmiger Kettenspur versehen.

Die Ständer- oder Rahmenform der französischen Bauwinde ursprünglicher Ausführung, bestimmt zur Befestigung an eine verticale Wand, ist aus den Fig. 25 und 29, Text, und Fig. 5 bis 7, Taf. XI, zu entnehmen.

Ein wesentlicher Theil dieser Kettenradwinden ist das Führungsstück, welches die Kette in das Kettenrad in entsprechend langem Bogen eingreifend erhält und der Abstreifer dazu, welcher etwa durch Reibung im Kettenrade festsitzende Kettenglieder von demselben abstreift. Die Anordung derselben ist in Fig. 25, Text, und Fig. 5 bis 7, Taf. XI, ersichtlich.

Die Detailconstruction dieses Führungsstückes sammt Abstreifer ist in Fig. 30 bis 32, Text, dargestellt. Um das Führungsstück entbehrlich zu machen, sind bei den Kettenradwinden von Bernier in Paris zwei mittels in Eingriff stehender Zahnräder, gleichzeitig nach entgegengesetzter Richtung sich drehende gleich große Ketternräder untereinander vorhanden.

Besondere Ständer- oder Rahmenformen entsprechend ihrer Aufstellungs- und Befestigungsart, und nach den Anforderungen der daran zu befestigenden oder zu montierenden Maschinentheile, zeigen die Fig. 25 bis 29, Text. Auch bei diesen ist gewöhnlich der T oder U förmige Querschnitt für die Ständer- oder Rahmentheile angewendet.

3. **Dimensionsbestimmung.** Mit Rücksicht auf die Reibungswiderstände wird die am Hebelarm a der einfachen Schraubenwinde, beziehungsweise am Kurbelhalbmesser a der übrigen Winden zum Heben einer Last Q wirklich erforderliche Kraft K*) größer sein, als die

*) Die Zugkraft eines Arbeiters kann man im Durchschnitt nehmen, wenn K die mittlere Kraft in kg, und c die mittlere Geschwindigkeit ihres Angriffspunktes in Metern pro Secunde bezeichnen:

a) Bei einer mittleren Arbeitszeit $t = 8$ Stunden täglich:

Ohne Maschine $K = 14\ kg,\ c = 0{,}78\ m,$
Am Hebel $K = 6\ kg,\ c = 0{,}75\ m,$
An der Kurbel $K = 8\ kg,\ c = 0{,}75\ m.$

Für eine andere Arbeitszeit t' bei der Geschwindigkeit c' erhält man die möglicherweise auszuübende Kraft K':

$$\text{nach Gerstner } K' = \left(2 - \frac{c'}{c}\right) \cdot \left(2 - \frac{t'}{t}\right) \cdot K$$

$$\text{nach Maschek } K' = \left(3 - \frac{c'}{c} - \frac{t'}{t}\right) \cdot K$$

Für $t' = 0$ und $c' = c$ ergibt sich hieraus $K' = 2\,K$

b) Durch kurze Zeit:

Am Schraubenschlüssel oder am Steckschlüssel einer Schraubenwinde $K = 34\ kg$
Am Schraubstockschlüssel oder am vertical bewegten Pumpenhebel . $K = 30\ kg$
An der Kurbel . . . . $K = 27\ kg.$

sich nach dem Übersetzungsverhältnisse allein, ohne Rücksicht auf Widerstände ergebende theoretische Kraft K_0 und es bezeichnet wieder wie in Gl. (44 das Verhältnis

$$\eta = \frac{K_0}{K} \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (89$$

den Wirkungsgrad der Winde. Hieraus ergibt sich wieder wie in Gl. (45

$$K = \frac{1}{\eta} \cdot K_0 \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (90$$

Der Wirkungsgrad η aber setzt sich zusammen aus den Wirkungsgraden der die Maschine bildenden Elementenpaare und ist gleich dem Producte derselben.

Nachstehende Tabelle enthält den Wirkungsgrad η für die einfache Schraubenwinde für folgende Verhältnisse und Bezeichnungen:*)

r = mittlerer Halbmesser des Gewindes in Millimeter,
s = Steigung des Gewindes oder Ganghöhe bei einer Windung, in in Millimeter,
$\left(\frac{s}{2\pi r}\right)$ = Steigungsverhältnis des Gewindes,
$\mathfrak{r}_1$ = Halbmesser der Spurzapfenreibung in Millimeter,
$\mathfrak{r}_2$ = Halbmesser der Halszapfenreibung in Millimeter,
μ = 0,1 = Coëfficient der gleitenden Reibung an den Gewindgängen,
φ = 0,08 = Coëfficient der Zapfenreibung,
a = $8r$ = Hebelarm der Kraft K.

Diese Tabelle kann man auch für wenig abweichende Verhältnisse mit hinreichender Genauigkeit zur Schätzung des Wirkungsgrades benützen.

Mit denselben Bezeichnungen wird die erforderliche theoretische Kraft K_0 bei der einfachen Schraubenwinde, entsprechend der Arbeitsgleichung:

---

*) Nach Weisbach-Herrmann, Lehrbuch der Ingenieur- und Maschinenmechanik. Zweite Aufl. 3, Th. 2. Abth. S. 29.

Die allgemeine Formel, nach welcher diese Tabelle berechnet ist, die man in speciellen Fällen zur Ausrechnung des Wirkungsgrades anzuwenden hat, lautet:

$$\eta = \frac{a - \varphi\,\mathfrak{r}_2}{a} \cdot \frac{\frac{s}{2\pi r}\left(1 - \mu\,\frac{s}{3\pi r}\right)}{\frac{s}{2\pi r} + \mu + \left(1 - \mu\,\frac{s}{2\pi r}\right)\varphi\,\frac{\mathfrak{r}_1}{r}}$$

Tabelle des Wirkungsgrades der einfachen Schraubenwinde.

Einrichtung der Winde	Steigungsverhältnis $\left(\frac{s}{2\pi r}\right)$						
	0,04	0,05	0,06	0,07	0,08	0,10	0,125
	Wirkungsgrad η						
Die Spindel wird gedreht $r_1 = 0{,}5\, r;\ r_2 = r;\ a = 8\, r$	0,219	0,259	0,296	0,328	0,357	0,408	0,463
Die Mutter wird gedreht $r_1 = 1{,}5\, r;\ r_2 = 2\, r;\ a = 8\, r$	0,151	0,183	0,210	0,236	0,260	0,304	0,352

$$K_0 \cdot 2\pi a = Q \cdot s \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (91$$

$$K_0 = \frac{s}{2\pi a} \cdot Q \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (92$$

Für die Dimensionierung der flachgängigen Schraubenspindel aus Schmiedeisen oder Bessemerstahl kann man, wenn noch d den äußeren und d_1 den inneren Gewindedurchmesser in Millimeter bezeichnet, die Steigung nehmen:

$$s = 0{,}2\, d = 0{,}25\, d_1 \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (93$$

und den erhaltenen Wert passend, gewöhnlich nach dem englischen Zoll abrunden.*) Die Gewindetiefe wird gleich der halben Steigung und die Mutterlänge gleich $2\, d$. Kann die Mutter nicht genug lang gemacht werden, so nimmt man den Spindeldurchmesser d entsprechend größer, wobei zu beachten ist, daſs der Abnützungsdruck an den Auflageflächen der Gewindegänge $p = 0{,}5\ kg/mm^2$ nicht überschritten werde.

Den Durchmesser d_1 kann man für eine Schraubenspindel aus Schmiedeisen oder weichem Bessemerstahl in gewöhnlichen Fällen mit der gleichen Beanspruchung $S = 2{,}8\ kg/mm^2$ wie scharfgängige Schrauben berechnen, also für $Q = P$ nach der Gl.

$$d_1 = 0{,}67 \sqrt{P} \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (94$$

*) Da die Schraubenspindel auf der Drehbank geschnitten wird und diese gewöhnlich eine Leitspindel mit englischem Gewinde hat (2 bis 4 Gänge auf einen Zoll englisch), so wird man auch die Steigung s nach dem englischen Zoll abrunden und in der Zeichnung cotieren, da anderenfalls besondere Wechselräder erforderlich sind, um mittels englischer Leitspindel ein metrisches Gewinde zu schneiden. Für die Aufsuchung des betreffenden englischen Maßes kann die Schraubentabelle (Note S. 20) dienen.

deren Werte, soweit sie dort hingehören, in der Tabelle der Schrauben nach Whitworths Scala (Note zu S. 20) enthalten sind. Bei sehr sorgfältiger Ausführung kann man für eine Spindel aus Schmiedeisen oder weichem Bessemerstahl bis $S = 5$ *kg/mm²* und für eine Spindel aus Gussstahl bis $S = 10{,}5$ *kg/mm²* nehmen.

1. **Beispiel.** Eine einfache Schraubenwinde nach Fig. 5 bis 7, Taf. VII, hat folgende Dimensionen:

$$d = 65\ mm;\ s = {}^1/_2 \text{ Zoll engl.} = 12{,}7\ mm;$$

$$d_1 = d - s = 52{,}3\ mm;\ r = \frac{1}{2}\left(d_1 + \frac{s}{2}\right) = 29{,}325\ mm.$$

Es ist zu berechnen, welche Last Q mit derselben gehoben werden kann und wie groß hierbei die Beanspruchung des Kernquerschnittes der Schraubenspindel wird, wenn am Hebelarm $a = 550$ *mm* zwei Männer mit je 34 *kg* wirken.

Es ist

$$\left(\frac{s}{2\,\pi\,r}\right) = \frac{12{,}7}{2\,.\,29{,}325\,.\,3{,}142} = 0{,}068 \sim 0{,}07$$

und somit nach der Tabelle S. 79 der Wirkungsgrad (die Spindel wird gedreht)

$$\eta = 0{,}328.$$

Nach Gl. (90 wird wegen

$$K = 2\,.\,34 = 68\ kg$$

die theoretische Kraft

$$K_0 = \eta\,.\,K = 0{,}328\,.\,68 = 22{,}304 \sim 22{,}3\ kg$$

und somit nach Gl. (92

$$Q = \frac{2\,\pi\,a}{s}\,.\,K_0 = \frac{2\,.\,3{,}142\,.\,550}{12{,}7}\,.\,22{,}3 = 6067{,}8 \sim 6000\ kg.$$

Nun ist der Kernquerschnitt der Schraubenspindel

$$F = \frac{\pi}{4}\,d_1{}^2 = 52{,}3^2\,.\,\frac{\pi}{4} = 2148{,}3\ mm^2$$

und somit die Beanspruchung

$$S = \frac{Q}{F} = \frac{6000}{2148{,}3} = 2{,}79 \sim 2{,}8\ kg/mm^2.$$

2. **Beispiel.** Es soll eine einfache Schraubenwinde nach Fig. 5 bis 7, Taf. VII, ausgeführt werden für die Last $Q = 6000$ *kg* und wird vorausgesetzt, dass zu ihrer Bewältigung zwei Männer mit je 34 *kg* am Hebelarme a wirken. Es sind die Dimensionen der Spindel und die Länge a des Hebelarmes des Steckschlüssels und endlich der Durchmesser des letzteren zu bestimmen.

Nach Gl. (94 ergibt sich für $P = Q = 6000$ *kg* der Kerndurchmesser der Schraubenspindel

$$d_1 = 0{,}67\,\sqrt{P} = 0{,}67\,.\,\sqrt{6000} = 0{,}67\,.\,77{,}46 = 51{,}898 \sim 52\ mm$$

und folglich nach Gl. (93 die Steigung

$$s = \frac{d_1}{4} = \frac{52}{4} = 13,$$

welche nach dem englischen Zoll abgerundet ergibt $s = \frac{1}{2}$ Zoll engl. $= 12,7\ mm$, d. i. 2 Gänge auf 1 Zoll englisch oder 10 Gänge auf 127 mm. Hiermit ergibt sich der äußere Gewindedurchmesser

$$d = d_1 + s = 52 + 12,7 = 64,7 \sim 65\ mm$$

und für diese Abrundung

$$d_1 = d - s = 52,3\ mm$$

und der mittlere Halbmesser des Gewindes

$$r = \frac{1}{2}\left(d_1 + \frac{s}{2}\right) = 29,325\ mm.$$

Demnach wird das Steigungsverhältnis

$$\left(\frac{s}{2\pi r}\right) = \frac{12,7}{2 \,.\, 29,325 \,.\, 3,142} = 0,068 \sim 0,07$$

und nach der Tabelle S. 79 der Wirkungsgrad (die Spindel wird gedreht)

$$\eta = 0,328.$$

Die Gleichung (90 ergibt hiermit wegen

$$K = 2 \,.\, 34 = 68\ kg$$

die theoretische Kraft

$$K_0 = \eta K = 0,328 \,.\, 68 = 22,304 \sim 22,3\ kg$$

und endlich die Gl. (92 den Hebelarm

$$a = \frac{s}{2\pi} \,.\, \frac{Q}{K_0} = \frac{12,7 \,.\, 6000}{2 \,.\, \pi \,.\, 22,3} = \frac{76200}{140,1} = 544 \sim 550\ mm.$$

Der Steckschlüssel ist auf Biegung beansprucht, durch die Kraft $K = 68\ kg$ am Hebelarme $a = 550\ mm$ und dessen Durchmesser d ergibt sich aus der Festigkeitsgleichung:

$$K \,.\, a = S \,.\, Z = S \,.\, \frac{\pi}{32} d^3$$

wenn man, um d möglichst klein zu erhalten und sohin die Sicherheit zu haben, dass sich der Schlüssel eher biegt, als dass sonst ein Theil zu stark beansprucht werde, $S = 10\ kg/mm^2$ annimmt,

$$d = \sqrt[3]{\frac{32}{\pi S} \,.\, K \,.\, a} = \sqrt[3]{38090} = 33,7 \sim 33\ mm.$$

Anmerkung. Nach Ausrechnung einer Aufgabe wie die des 2. Beispieles ist es angezeigt, die Proberechnung vorzunehmen und kann das 1. Beispiel als Muster dieser Proberechnung für das 2. Beispiel dienen.

Bei der Schraubenwinde mit Kegelräderantrieb wird die Mutter gedreht und es ergibt sich der Wirkungsgrad gleich dem Producte des Wirkungsgrades der einfachen Schraubenwinde, bei der die Mutter gedreht wird (Tabelle S. 79), und dem Wirkungsgrad der Zahnräder und der zugehörigen Vorgelegewelle, welche letztere getrennt den

folgenden beiden Tabellen zu entnehmen sind,*) entsprechend den folgenden Bezeichnungen und Verhältnissen:

z_1 = Zähnezahl des Getriebes; R_1 dessen Halbmesser in Millimeter,
z_2 = „ „ Rades; R_2 „ „ „ „

$i = \frac{z_1}{z_2}$ = Übersetzungsverhältnis,

r = Zapfenhalbmesser der Vorgelegewelle in Millimeter,
a = Kurbelhalbmesser in Millim. = Hebelarm der Kraft K,
φ = 0,08 = Coëfficient der Zapfenreibung.

Tabelle des Wirkungsgrades der Zahnräder.

Zähnezahl der Getriebes z_1	Übersetzungsverhältnis $i = \frac{z_1}{z_2}$							
	1	0,75	0,5	0,4	0,3	0,2	0,1	Zahnstange
	Wirkungsgrad η							
5	0,883	0,897	0,909	0,916	0,921	0,927	0,932	0,938
6	0,901	0,912	0,923	0,929	0,933	0,938	0,943	0,948
7	0,914	0,923	0,934	0,938	0,942	0,946	0,951	0,955
8	0,924	0,932	0,941	0,946	0,949	0,953	0,957	0,960
10	0,938	0,945	0,952	0,956	0,959	0,962	0,965	0,968
12	0,948	0,954	0,960	0,963	0,965	0,968	0,971	0,973
15	0,957	0,963	0,968	0,970	0,972	0,975	0,977	0,978
20	0,968	0,972	0,975	0,978	0,979	0,981	0,983	0,983

*) Nach Weisbach-Herrmann, Lehrbuch der Ingenieur- und Maschinenmechanik, zweite Aufl. 3. Th. 2. Abth. S. 14 und 17. Die Tabelle für den Wirkungsgrad der Zahnräder ist für Stirnräder berechnet, angenähert aber auch für Kegelräder giltig.

Die allgemeine Formel, nach welcher die Tabelle des Wirkungsgrades der Zahnräder berechnet ist, die man in speciellen Fällen zur Ausrechnung des Wirkungsgrades anzuwenden hat, lautet:

$$\eta = \frac{z_1}{z_1 + 0{,}33\left(1 + \frac{z_1}{z_2}\right)}$$

Die allgemeine Formel, nach welcher die Tabelle des Wirkungsgrades der Vorgelegewelle berechnet ist, die man ebenfalls in speciellen Fällen zur Ausrechnung des Wirkungsgrades anzuwenden hat, lautet:

$$\eta = 1 - \left(1 + \frac{R_1}{a}\right) \varphi \frac{r}{R_1}.$$

Tabelle des Wirkungsgrades der Vorgelegewelle.

Zapfen-Verhältnis $\left(\frac{r}{R_1}\right)$	Hebelverhältnis $\left(\frac{R_1}{a}\right)$				
	$^1/_2$	$^1/_3$	$^1/_4$	$^1/_6$	$^1/_8$
	Wirkungsgrad η				
0,5	0,940	0,947	0,950	0,953	0,955
0,4	0,952	0,957	0,960	0,963	0,964
0,3	0,964	0,968	0,970	0,972	0,973
0,2	0,976	0,979	0,980	0,981	0,982
0,1	0,988	0,989	0,990	0,991	0,991

Bezeichnet nun η_1 den Wirkungsgrad der Schraubenspindel mit ihrer Mutter, η_2 den Wirkungsgrad der Zahnräder, η_3 den Wirkungsgrad der Vorgelegewelle, so ergibt sich der Wirkungsgrad η ihrer Verbindung, also jener der Winde

$$\eta = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \qquad (95$$

Mit denselben Bezeichnungen wird die erforderliche theoretische Kraft K_0 bei der Schraubenwinde mit Kegelräderantrieb, entsprechend der Arbeitsgleichung

$$K_0 \,.\, 2\pi a = Q \,.\, s \,.\, \frac{z_1}{z_2} \qquad (96$$

$$K_0 = \frac{s}{2\pi a} \,.\, \frac{z_1}{z_2} \,.\, Q \qquad (97$$

Die Schraubenspindel wird wie bei der einfachen Schraubenwinde für die Last Q dimensioniert (Gl. 93 und (94, und die Auflagfläche der die Mutter bildenden Radnabe, die Spurlagerfläche auf dem Lagerkranze so groß, daſs der Abnützungsdruck 100 at = 100 kg/cm^2 oder 1 kg/mm^2 nicht überschreitet. Zur Ausgleichung der Abnützung wird eine Metallbüchse mit Borde oder ein Armierungsring wie in Fig. 1, Taf. VIII, angewendet. Für den äußeren Durchmesser D der die Mutter bildenden Radnabe kann man in Millimeter ausgedrückt nehmen

$$D = 5 + 1{,}5\, d \qquad (98$$

Die Zahntheilung ist für Kegelräder wie für Stirnräder bestimmt durch den Zahndruck, welcher bei Kegelrädern für die Festigkeitsberechnung streng genommen am mittleren Radius wirkend angenommen werden sollte, annähernd aber der Einfachheit wegen namentlich bei Rädern mit

großer Zähnezahl und bei Räderpaaren für große Übersetzung am äußeren Theilkreisradius R_1 des Getriebes concentriert angenommen werden kann.

Bezeichnet nach der Cotierung in Fig. 4, Taf. VII, allgemein

P den Zahndruck im Theilkreise in Kilogramm, hier an der Zahnspitze angreifend gedacht,

z die Zähnezahl,

t die Theilung in Millimeter,

$\left(\frac{t}{\pi}\right)$ die Stichzahl,

$\lambda = 0{,}7\ t$ die Zahnlänge,

$k = 0{,}3\ t$ die Zahnkopflänge,

$f = 0{,}4\ t$ die Zahnfußlänge,

b die Zahnbreite in Millimeter,

$h = 0{,}5\ t$ die Höhe des Zahnfußes in Millimeter,

$\frac{b}{t} = \psi$ das Verhältnis der Zahnbreite zur Theilung,

S die Beanspruchung des Zahnes in der stärkst gespannten Faser in Kilogramm auf einen Quadratmillimeter Querschnitt,

$Z = \frac{b\,h^2}{6}$ den Querschnittsmodul des Zahnfußquerschnittes,

R den Theilkreishalbmesser in Millimeter,

so gilt für den Kraftangriff an der Zahnspitze die Festigkeitsgleichung

$$P\lambda = S\,.\,Z = S\,.\,\frac{b\,h^2}{6} \quad \text{(99}$$

und für den Theilkreishalbmesser die Gl.

$$R = \frac{z}{2}\,.\,\left(\frac{t}{\pi}\right) \quad \text{(100}$$

Durch Einführung vorstehender Verhältnisse in Gl. (99 ergibt sich ferner

$$P\,.\,0{,}7\ t = S\,.\,\frac{b\,.\,0{,}5^2\,.\,t^2}{6}$$

und hieraus

$$b\,.\,t = 16{,}8\,.\,\frac{P}{S} \quad \text{(101}$$

Durch Substitution von $\psi = \frac{b}{t}$ also $b = \psi t$ ergibt sich weiter

$$\psi t^2 = 16{,}8\,.\,\frac{P}{S} \quad \text{(102}$$

und hieraus

$$t = \sqrt{\frac{16{,}8}{\psi S}} \cdot \sqrt{P} \quad \ldots\ldots (103$$

Durch Einführung des Verhältnisses $\left(\frac{PR}{z}\right)$ *) erhält man ferner

$$t = \sqrt[3]{\frac{16{,}8 \cdot 2\pi}{\psi \cdot S}} \cdot \sqrt[3]{\frac{PR}{z}} \quad \ldots\ldots (104$$

Nimmt man für gewöhnliche Verhältnisse für die aus Gusseisen hergestellten Zahnräder der Windwerke

$$\left.\begin{aligned} \psi &= \frac{b}{t} = 2 \\ S &= 2{,}5\ kg/mm^2 \end{aligned}\right\} \quad \ldots\ldots (105$$

so ergibt sich

$$\psi S = 5 \quad \ldots\ldots (106$$

und man erhält hiermit aus den Gl. (102 und (103 die folgenden: **)

$$t = 1{,}833\ \sqrt{P} \quad \ldots\ldots (107$$

$$t = 2{,}763\ \sqrt[3]{\frac{PR}{z}} \quad \ldots\ldots (108$$

Die aus Gl. (107 und (108 sich ergebenden Theilungen können im allgemeinen nach einer beliebigen Scala abgerundet werden. Zweckmäßig ist es, dieselben nach ganzen Stichzahlen abzurunden, wonach man stets eine ganze Zahl für den Durchmesser D erhält und kann man sich hierzu folgender Tabelle bedienen.

---

*) Aus Gl. (100 folgt:

$$t = \frac{2\pi R}{z}$$

Verbindet man diese Gl. mit jener (102 durch Multiplication, so erhält man

$$\psi \cdot t^3 = 16{,}8 \cdot \frac{P}{S} \cdot \frac{2\pi R}{z}$$

und hieraus

$$t = \sqrt[3]{\frac{16{,}8 \cdot 2\pi}{\psi \cdot S}} \cdot \sqrt[3]{\frac{PR}{z}}$$

Für die tabellarische Ausrechnung hat man auch

$$\left(\frac{PR}{z}\right) = P \cdot \left(\frac{t}{2\pi}\right).$$

**) Hat man hiernach t und aus $\psi = \frac{b}{t}$ auch b berechnet und will dann t oder b ändern, so hat man im Hinblick auf Gl. (101 für die geänderten Werte $b_1 t_1 = b\,t$ zu nehmen.

Tabelle für gußeiserne Zahnräder.

$$t = 1{,}833\,\sqrt{P} = 2{,}763\,\sqrt[3]{\frac{PR}{z}};\ \psi\,.\,S = 5.$$

$\left(\frac{t}{\pi}\right)$	t	P	$\left(\frac{PR}{z}\right)$	$\left(\frac{t}{\pi}\right)$	t	P	$\left(\frac{PR}{z}\right)$
2	6,283	11,6	11,6	12	37,699	421	2526
3	9,425	26,3	39,5	14	43,982	575	4025
4	12,566	46,4	92,8	16	50,265	742	5936
5	15,708	73,2	183,0	18	56,549	947	8523
6	18,850	105,2	305,6	20	62,832	1171	11710
7	21,991	143,7	503,0	22	69,115	1422	15642
8	25,133	185,6	742,4	24	75,398	1684	20208
9	28,274	236,7	1065,2	26	81,681	1985	25805
10	31,416	292,8	1464,0	28	87,965	2300	32200
11	34,558	355,4	1954,7	30	94,248	2630	39450

Die Kurbel erhält folgende Dimensionen:
a = 260 *mm* = Kurbelhalbmesser,
l = 220 *mm* = Länge des Kurbelgriffes,
d = 25 bis 30 *mm* = Durchmesser des eisernen Kurbelgriffes
und kann man die Kraft eines Mannes an der Kurbel mit 27 *kg* annehmen (vergl. Note zu S. 77). Der Durchmesser d' der Vorgelegewelle kann der Tabelle S. 18 entnommen werden.

1. Beispiel. Eine Schraubenwinde mit Kegelräderantrieb nach Fig. 1, Taf. VIII, weist folgende Dimensionen auf:

$$d = 65\ mm;\ s = {}^1/_2\ \text{Zoll engl.} = 12{,}7\ mm;\ d_1 = d - s = 52{,}3\ mm;$$

$$r = \frac{1}{2}\left(d_1 + \frac{s}{2}\right) = 29{,}325\ mm;\ z_1 = 6;\ z_2 = 25;\ \left(\frac{t}{\pi}\right) = 12;\ t = 37{,}699\ mm;$$

$$b = 70\ mm;\ R_1 = 86\ mm;\ R_2 = 150\ mm;\ r = 16{,}5\ mm;\ a = 260\ mm.$$

Es ist zu berechnen, welche Last Q mit derselben gehoben werden kann, und wie groß hierbei die Beanspruchung der Zahnräder wird, wenn an der Kurbel zwei Männer mit je 27 *kg* wirken.

Es ist das Steigungsverhältnis

$$\left(\frac{s}{2\pi r}\right) = \frac{12{,}7}{2\,.\,29{,}325\,.\,\pi} = 0{,}068 \sim 0{,}07$$

und somit nach der Tabelle S. 79 der Wirkungsgrad (die Mutter wird gedreht) der Schraubenspindel und Mutter hinreichend genau

$$\eta_1 = 0{,}236;$$

ferner ist das Übersetzungsverhältnis

$$i = \frac{z_1}{z_2} = \frac{6}{25} = 0{,}24$$

und somit nach der Tabelle S. 82 der Wirkungsgrad der Zahnräder, zwischen $i = 0{,}3$ und 0,2 für $z_1 = 6$ geschätzt

$$\eta_2 = 0{,}935;$$

endlich ist das Hebelverhältnis

$$\left(\frac{R_1}{a}\right) = \frac{36}{260} = \frac{1}{7{,}22}$$

und das Zapfenverhältnis

$$\left(\frac{r}{R_1}\right) = \frac{16{,}5}{36} = 0{,}458$$

und somit nach der Tabelle S. 83 der Wirkungsgrad der Vorgelegewelle zwischen

$$\frac{R_1}{a} = \frac{1}{6} \text{ und } \frac{1}{8} \text{ und } \left(\frac{r}{R_1}\right) = 0{,}5 \text{ und } 0{,}4$$

geschätzt, hinreichend genau

$$\eta_3 = 0{,}960.$$

Es ergibt sich hiermit der Wirkungsgrad der Winde

$$\eta = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 = 0{,}236 \cdot 0{,}935 \cdot 0{,}960 = 0{,}212.$$

Weil nun

$$K = 2 \cdot 27 = 54\ kg$$

so ergibt die Gl. (90 die theoretische Kraft

$$K_0 = \eta \cdot K = 0{,}212 \cdot 54 = 11{,}448 \backsim 11{,}5\ kg,$$

womit sich nach Gl. (97 die zu hebende maximale Last Q ergibt, nämlich

$$Q = \frac{2\pi \cdot a}{s} \cdot \frac{z_2}{z_1} \cdot K_0 = \frac{2\pi \cdot 260 \cdot 25 \cdot 11{,}5}{12{,}7 \cdot 6} = 6165\ kg \backsim 6000\ kg.$$

Für die Beanspruchung der Zahnräder gilt die Gl. (101, für welche der Zahndruck P bestimmt ist durch die Momentengleichung

$$PR_1 = K \cdot a \text{ mit } P = \frac{K \cdot a}{R_1} = \frac{54 \cdot 260}{36} = 390\ kg.$$

Hiermit wird aus Gl. (101 die Beanspruchung

$$S = \frac{16{,}8 \cdot P}{b \cdot t} = \frac{16{,}8 \cdot 390}{70 \cdot 37{,}7} = 2{,}48 \backsim 2{,}5\ kg/mm^2.$$

2. Beispiel. Es ist eine Schraubenwinde mit Kegelräderantrieb nach Fig. 1, Taf. VIII, zu construieren und sollen hiefür die Dimensionen der Schraubenspindel, Zahnräder und Vorgelegewelle bestimmt werden. Die maximale zu hebende Last soll 6000 kg betragen unter der Voraussetzung, dafs an der Handkurbel zwei Männer mit je 27 kg wirken.

Nach Gl. (94 ergibt sich für

$$P = Q = 6000\ kg$$

der Kerndurchmesser der Schraubenspindel

$$d_1 = 0{,}67 \sqrt{P} = 0{,}67 \sqrt{6000} = 51{,}898 \backsim 52\ mm$$

und folglich nach Gl. (93 die Steigung

$$s = \frac{d_1}{4} = \frac{52}{4} = 13,$$

welche nach dem englischen Zoll abgerundet ergibt

$$s = \frac{1}{2} \text{ Zoll engl.} = 12{,}7\ mm$$

d. i. 2 Gänge auf 1 Zoll engl. oder 10 Gänge auf 127 *mm*. Hiermit ergibt sich der äußere Gewindedurchmesser

$$d = d_1 + s = 52 + 12{,}7 = 64{,}7 \backsim 65\ mm$$

und für diese Abrundung

$$d_1 = d - s = 52{,}3\ mm$$

und der mittlere Halbmesser des Gewindes

$$r = \frac{1}{2}\left(d_1 + \frac{s}{2}\right) = 29{,}325\ mm.$$

Demnach wird das Steigungsverhältnis

$$\left(\frac{s}{2\pi r}\right) = \frac{12{,}7}{2\ .\ 29{,}325\ .\ 3{,}142} = 0{,}068 \backsim 0{,}07$$

und nach der Tabelle S. 79 der Wirkungsgrad der Spindel und Mutter (die Mutter wird gedreht) hinreichend genau

$$\eta_1 = 0{,}236.$$

Wählt man nun den Kurbelhalbmesser $a = 260\ mm$ und die Zähnezahl des aus Schmiedeisen hergestellten und mit seiner Achse im ganzen geschmiedeten Getriebes $z_1 = 6$, so erhält man nach Gl. (108 die Zahntheilung

$$t = 2{,}763 \sqrt[3]{\frac{PR}{z}}$$

und wegen $PR = Ka$ und $K = 54$; $z = 6$ auch

$$t = 2{,}763\ .\ \sqrt[3]{\frac{54\ .\ 260}{6}} = 36{,}75$$

und nach der Tabelle S. 86 für die nächstliegende Stichzahl

$$\left(\frac{t}{\pi}\right) = 12;\ t = 37{,}699\ mm.$$

Man hätte übrigens auch für

$$\left(\frac{PR}{z}\right) = \frac{Ka}{z_1} = 2340$$

mit Hilfe dieser Tabelle unmittelbar den nächstliegenden Wert

$$t = 37{,}699;\ \left(\frac{t}{\pi}\right) = 12$$

entnehmen können.

Hiernach ergibt sich der Halbmesser des Getriebes

$$R_1 = \frac{z_1}{2}\ .\ \left(\frac{t}{\pi}\right) = 3\ .\ 12 = 36\ mm$$

Um nun den Zapfenhalbmesser r zu finden, muß der Wellendurchmesser d' der Vorgelegewelle berechnet werden und dieser ergibt sich aus der Gl. (13 mit

$$d' = \sqrt[3]{\frac{16}{\pi S'}\ .\ P\ .\ R}$$

und wenn man setzt

$$S' = 2\ kg/mm^2;\ PR = Ka = 54\ .\ 260 = 14040$$

so ergibt sich nach der hiefür berechneten Tabelle S. 18 nach Kalibermaß abgerundet $d' = 33$ *mm* und mithin

$$r = \frac{d'}{2} = 16{,}5\ mm.$$

Nun kann der Wirkungsgrad η_3 der Vorgelegewelle mit Hilfe der Tabelle S. 83 hinreichend genau geschätzt werden.

Es ist hiefür

$$\frac{R_1}{a} = \frac{36}{260} = \frac{1}{7{,}22} \text{ und } \frac{r}{R_1} = \frac{16{,}5}{36} = 0{,}458$$

und somit der Wert von η_3 zwischen 0,953 und 0,964 hinreichend genau geschätzt

$$\eta_3 = 0{,}960.$$

Es erübrigt nun noch die Bestimmung des Übersetzungsverhältnisses

$$i = \frac{z_1}{z_2}$$

und hierzu dienen die Gleichungen (90 und (97, welche verbunden ergeben

$$K = \frac{1}{\eta} \cdot \frac{s}{2\pi a} \cdot \frac{z_1}{z_2} \cdot Q.$$

Um aber diese Gl. benützen zu können, muss vorher η bekannt sein. Nach Gl. (95 $\eta = \eta_1 . \eta_2 . \eta_3$ fehlt aber hiefür noch η_2, d. i. der Wirkungsgrad der Zahnräder. Man wird nun zuerst für letzteren mit $z_1 = 6$ aus der Tabelle S. 82 schätzungsweise einen Wert annehmen, z. B. $\eta_2 = 0{,}933$ und erhält hiermit annähernd

$$\eta = \eta_1 . \eta_2 . \eta_3 = 0{,}236 . 0{,}933 . 0{,}960 = 0{,}211$$

und nun ergibt sich, weil $z_1 = 6$ schon gewählt ist, aus vorstehender Gleichung

$$z_2 = \frac{1}{\eta} \cdot \frac{s}{2\pi a} \cdot z_1 \cdot \frac{Q}{K} = \frac{12{,}7 . 6 . 6000}{0{,}211 . 2 . 260 . \pi . 54} = 24{,}55 \backsim 25.$$

Demnach wird

$$i = \frac{z_1}{z_2} = \frac{6}{25} = 0{,}24$$

und dem entsprechend nach Tabelle S. 82 wird sich η_2 zwischen 0,933 und 0,938 ergeben annähernd $\eta_2 = 0{,}935$, womit $z_2 = 25$ ohne weiters beibehalten werden kann.

Es wird nun der Halbmesser

$$R_2 = \frac{z_2}{2}\left(\frac{t}{\pi}\right) = \frac{25}{2} . 12 = 150\ mm$$

und die Zahnbreite $b = 2t$ und weil $t = 37{,}699$ nach oben abgerundet wurde, so kann b nach unten abgerundet werden, also

$$b = 2t = 2 . 36{,}75 = 73{,}50 \backsim 70\ mm.$$

Nimmt man den äußeren Durchmesser der Mutterhülse im Lager nach Gl. (85 mit 100 *mm* an, so wird der innere Durchmesser d_i der Spurlagerfläche ebenso groß und der äußere Durchmesser d_a ergibt sich, wenn $p = 1\ kg/mm^2$ den Abnützungsdruck bezeichnet, aus der Gleichung

$$(d_a^2 - d_i^2) . \frac{\pi}{4} . p = Q$$

$$\left(d_a^2 \frac{\pi}{4}\right) = \frac{Q}{p} + \left(d_i^2 \frac{\pi}{4}\right) = \frac{6000}{1} + \left(100^2 . \frac{\pi}{4}\right) = 6000 + 7854 = 13854$$

$$d_a = 133 \backsim 135\ mm.$$

Bei der Schraubenwinde mit Schneckenantrieb ist der Rechnungsgang genau derselbe wie im vorhergehenden Falle, nur kommt hier statt der Kegelräderübersetzung die Schneckenradübersetzung und für η_2 der Wirkungsgrad des Schneckenrades mit der Schnecke in Rechnung; η_3 aber ist hier schon in η_2 eingeschlossen.

Der Wirkungsgrad der Schnecke ist nun übereinstimmend mit jenem der durch selbe gebildeten Schraubenspindel und somit der Tabelle S. 79 (die Spindel wird gedreht) zu entnehmen.

Für die Schneckenradübersetzung ergibt sich, wenn noch z_2 die Zähnezahl des Schneckenrades bei einfacher Schnecke bezeichnet, die theoretische Kraft K_0 aus der Arbeitsgleichung

$$K_0 \,.\, 2\pi a = Q \,.\, s \,.\, \frac{1}{z_2} \quad \text{(109}$$

$$K_0 = \frac{s}{2\pi a} \,.\, \frac{1}{z_2} \,.\, Q \quad \text{(110}$$

Bezüglich die Dimensionierung der Bestandtheile dieser Winde ist noch zu bemerken, dass die Zahntheilung t des Schneckenrades, welche nach dem englischen Zoll abzurunden ist, als Steigung der Schnecke, und der zugehörige Zahndruck P_2 durch die Arbeitsgleichung unter Berücksichtigung der Reibungswiderstände der Schnecke, entsprechend ihrem Wirkungsgrade η_2, verbunden sind:

$$\eta_2 \,.\, K \,.\, 2\pi a = P_2 \,.\, t \quad \text{(111}$$

woraus folgt

$$P_2 \left(\frac{t}{2\pi}\right) = \eta_2 \,.\, K \,.\, a \quad \text{(112}$$

Hierbei ist gewöhnlich $a = 200\ mm$ und im Maximum $K = 27\ kg$ für einen Mann.

Das Verhältnis zwischen dem Theilkreishalbmesser der Schnecke R_1 und der Theilung t kann man frei wählen und setzt erfahrungsgemäß das Steigungsverhältnis (Zahnschräge des Schneckenrades)

$$\frac{t}{2\pi R_1} = \frac{1}{7} \text{ bis } \frac{1}{10} \quad \text{(113}$$

im Mittel

$$\frac{t}{2\pi R_1} = \frac{1}{8} = 0{,}125 \quad \text{(114}$$

woraus im Mittel der Theilkreishalbmesser der Schnecke

$$R_1 = 4 \,.\, \left(\frac{t}{\pi}\right) \quad \text{(115}$$

während der Theilkreishalbmesser R_2 des Schneckenrades bestimmt ist durch die Gl.

$$R_2 = \frac{z_2}{2} \cdot \left(\frac{t}{\pi}\right) \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots (116$$

Durch Substitution von $\left(\frac{t}{2\pi}\right)$ aus Gl. (116 in Gl. (112 erhält man unmittelbar

$$\left(\frac{P_2 R_2}{z_2}\right) = \eta_2 \cdot K \cdot a \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots (117$$

womit für $\left(\frac{PR}{z}\right) = \left(\frac{P_2 R_2}{z_2}\right)$ nach Gl. (108 oder nach der zugehörigen Tabelle S. 86 auch die Theilung t und Zahnbreite b bestimmt ist.

1. **Beispiel.** Eine Schraubenwinde mit Schneckenantrieb weist folgende Dimensionen auf:

$$d = 65\ mm;\ s = 12{,}7\ mm;\ r = 29{,}325\ mm;\ \frac{s}{2r\pi} = 0{,}068 \sim 0{,}07;$$

$$z_2 = 20;\ \frac{t}{2R_1\pi} = \frac{1}{8} = 0{,}125.$$

Mit welcher Kraft muſs man an der Kurbel vom Halbmesser $a = 200\ mm$ wirken, um mittelst dieser Winde die Last $Q = 6000\ kg$ zu heben?

Es ist nach Gl. (110 die theoretische Kraft

$$K_0 = \frac{s}{2\pi a} \cdot \frac{1}{z_2} \cdot Q = \frac{12{,}7}{2 \cdot 3{,}142 \cdot 200} \cdot \frac{1}{20} \cdot 6000 = 3{,}03\ kg$$

ferner nach Gl. (90

$$K = \frac{1}{\eta} \cdot K_0$$

wobei für

$$\frac{s}{2\pi a} = 0{,}07$$

nach der Tabelle S. 79 (die Mutter wird gedreht) der Wirkungsgrad der Schraubenspindel $\eta_1 = 0{,}236$ und nach derselben Tabelle für

$$\frac{t}{2R_1\pi} = 0{,}125$$

als Steigungsverhältnis (die Spindel wird gedreht) der Wirkungsgrad der Schnecke $\eta_2 = 0{,}463$, demnach der Wirkungsgrad der Winde

$$\eta = \eta_1 \cdot \eta_2 = 0{,}236 \cdot 0{,}463 = 0{,}1093$$

und somit die wirkliche Kraft an der Kurbel

$$K = \frac{1}{0{,}1093} \cdot 3{,}03 = 27{,}7\ kg.$$

2. **Beispiel.** Für eine Schraubenwinde mit Schneckenantrieb sind bereits berechnet:

$$d = 65\ mm;\ s = 12{,}7\ mm;\ r = 29{,}325\ mm;\ \frac{s}{2r\pi} = 0{,}068 \sim 0{,}07.$$

Es sind die Dimensionen der Schnecke und des Schneckenrades so zu bestimmen, dass ein Mann, bei der maximalen Kraftleistung von 27 *kg* am Halbmesser der Kurbel $a = 200$ *mm* die Last von 6000 *kg* heben kann.

Nimmt man für die Schnecke nach Gl. (114

$$\frac{t}{2\pi R_1} = \frac{1}{8} = 0{,}125$$

so ist der Wirkungsgrad derselben nach der Tabelle S. 79 (die Spindel wird gedreht) $\eta_2 = 0{,}463$ und für

$$\frac{s}{2\pi r} = 0{,}07$$

ist der Wirkungsgrad der Schraubenspindel nach derselben Tabelle (die Mutter wird gedreht) $\eta_1 = 0{,}236$, mithin der Wirkungsgrad der Winde

$$\eta = \eta_1 . \eta_2 = 0{,}236 . 0{,}463 = 0{,}1093.$$

Die Gl. (90 ergibt nun für $K = 27$ *kg* die theoretische Kraft

$$K_0 = \eta . K = 0{,}1093 . 27 = 2{,}95\ kg.$$

Nun ergibt sich aus Gl. (110 die Zähnezahl des Schneckenrades

$$z_2 = \frac{s}{2a\pi} . \frac{Q}{K_0} = \frac{12{,}7}{2 . 200 . 3{,}142} . \frac{6000}{2{,}95} = 20{,}5 \sim 20$$

und die Gl. (117 das Verhältnis

$$\left(\frac{P_2 R_2}{z_2}\right) = \eta_2 . K . a = 0{,}463 . 27 . 200 = 2354{,}4.$$

Hiermit ergibt endlich Gl. (108 die Theilung

$$t = 2{,}763 \sqrt[3]{\frac{PR}{z}} = 2{,}763 \sqrt[3]{2354{,}4} = 36{,}75$$

deren Abrundung mit Rücksicht auf die Herstellung der Schnecke nach dem englischen Zoll erfolgt, wofür die Tabelle Note S. 20 $t = 1^7/_{16}$ Zoll engl. $= 36{,}5$ *mm* als zunächst gelegenen Wert ergibt.

Die Anzahl der Gewindgänge n_2 auf einen Zoll englisch ist hiefür

$$n_2 = \frac{1}{t} = \frac{16}{23}. \text{*)}$$

Die Schraubenwinden erfordern wegen ihres geringen Wirkungsgrades viel größere Übersetzungsverhältnisse als die folgenden Zahnstangenwinden und bewirken deshalb das Heben der Last langsamer als letztere; sie sind jedoch der großen Sicherheit wegen, die sie gegen das Zurückweichen unter der Last bieten, in vielen Fällen den Zahnstangenwinden vorgezogen.

---

*) Hierbei beachte man das Bezügliche S. 110 über das Aufsuchen der zum Gewindschneiden erforderlichen Wechselräder, in deren Zähnezahl jedenfalls die Factoren des Nenners von n_2 enthalten sein müssen; da im vorliegenden Falle dieser Nenner eine Primzahl, so muss diese selbst in den Zähnezahlen vorkommen, es gehört also hierzu ein Wechselrad mit 23, 46, 69, 92, 115 Zähnen, wovon letzteres wohl gewöhnlich im Rädersatze enthalten ist.

Angenähert kann man für gewöhnliche Verhältnisse durchschnittlich den Wirkungsgrad der Zahnstangenwinde mit einfacher Räderübersetzung

$$\eta = 0{,}75 \text{ also } \frac{1}{\eta} = 1{,}33 \; \ldots\ldots\ldots\ldots \; (118$$

und jenen der Zahnstangenwinde mit doppelter Räderübersetzung

$$\eta = 0{,}68 \text{ also } \frac{1}{\eta} = 1{,}47 \; \ldots\ldots\ldots\ldots \; (119$$

annehmen.*)

Die theoretische Kraft K_0 an der Kurbel ergibt sich, wenn nach dem Räderschema Fig. 15 und 16, Taf. VIII, r den Theilkreishalbmesser des Zahnstangengetriebes, z dessen Zähnezahl, $R_1\, R_2$ die Halbmesser, $z_1\, z_2$ die Zähnezahlen der ersten Räderübersetzung und $R_3\, R_4$ die Halbmesser, $z_3\, z_4$ die Zähnezahlen der zweiten Räderübersetzung bezeichnen, und der Kurbelhalbmesser a ist, für die Zahnstangenwinde mit einfacher Räderübersetzung

$$K_0 = \frac{r}{a} \cdot \frac{z_1}{z_2} \cdot Q = \frac{r}{a} \cdot \frac{R_1}{R_2} \cdot Q \; \ldots\ldots\ldots \; (120^{**})$$

---

*) Der Wirkungsgrad η der Zahnstangenwinde setzt sich zusammen aus jenem der Zahnstangenbewegung η_1, der Zahnstange mit dem Getriebe η_2, der Zahnräder η_3 und der Vorgelegewelle η_4 bei einfacher Übersetzung. Bei doppelter Räderübersetzung wiederholt sich η_3 und η_4 ($\eta = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdot \eta_4$). Diese Wirkungsgrade sind mit Ausnahme von η_1 aus den Tabellen S. 82 und 83 zu entnehmen oder nach den betreffenden Formeln leicht zu berechnen; η_1 aber ergibt sich aus der Formel (nach Weisbach-Herrmann, Lehrbuch der Ingenieur- und Maschinenmechanik, zweite Aufl. 3. Th. 2. Abth. S. 20):

$$\eta_1 = \frac{1}{1 + 2\varphi \left(\frac{e}{l - \varphi c}\right)}$$

worin e = horizontaler Abstand der Lastauflage auf der Pratze vom Zahnstangentheilriss,
l = verticaler Abstand der beiden gegenseitigen Rückenstützen der Zahnstange,
c = horizontaler Abstand der letzteren,
$\varphi = 0{,}15$ = Reibungscoëfficient.

**) Bezeichnet nach Fig. 15, Taf. VIII, P_1 den Zahndruck am Theilkreishalbmesser R_1 beziehungsweise R_2, so ergibt sich die Gleichstellung der Drehungsmomente

$$K_0 \cdot a = P_1 \cdot R_1$$
$$P_1 \cdot R_2 = Q \cdot r$$

woraus durch Multiplication beider Gleichungen

$$K_0 \cdot a \cdot P_1 \cdot R_2 = P_1 \cdot R_1 \cdot Q \cdot r$$

und für die Zahnstangenwinde mit doppelter Räderübersetzung

$$K_0 = \frac{r}{a} \cdot \frac{z_1}{z_2} \cdot \frac{z_3}{z_4} \cdot Q = \frac{r}{a} \cdot \frac{R_1}{R_2} \cdot \frac{R_3}{R_4} \cdot Q \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \quad (121^*)$$

Durch Verbindung dieser Gleichungen mit der Gl. (90 und Substitution der Werte für η aus (118 und (119 erhält man die wirklich erforderliche Kraft K an der Kurbel für die Zahnstangenwinde mit einfacher Räderübersetzung

$$K = 1{,}33 \cdot \frac{r}{a} \cdot \frac{z_1}{z_2} \cdot Q = 1{,}33 \cdot \frac{r}{a} \cdot \frac{R_1}{R_2} \cdot Q \quad . \; . \; . \; . \quad (122$$

und für die Zahnstangenwinde mit doppelter Räderübersetzung

$$K = 1{,}47 \cdot \frac{r}{a} \cdot \frac{z_1}{z_2} \cdot \frac{z_3}{z_4} \cdot Q = 1{,}47 \cdot \frac{r}{a} \cdot \frac{R_1}{R_2} \cdot \frac{R_3}{R_4} \cdot Q \quad . \; . \; . \quad (123$$

Für die Dimensionierung der Zahnräder und der Zahnstange, welche Theile des geringeren Gewichtes wegen bei den Wagenwinden aus

---

und hieraus ergibt sich

$$K_0 = \frac{r}{a} \cdot \frac{R_1}{R_2} \cdot Q.$$

Nun ist auch für die Theilung t der beiden Zahnräder

$$2\pi R_1 = z_1 t$$
$$2\pi R_2 = z_2 t$$

woraus durch Division beider Gleichungen

$$\frac{R_1}{R_2} = \frac{z_1}{z_2}$$

und durch Substitution in die Gl. für K_0 ergibt sich endlich obige Gl. (120

$$K_0 = \frac{r}{a} \cdot \frac{R_1}{R_2} \cdot Q = \frac{r}{a} \cdot \frac{z_1}{z_2} \cdot Q.$$

*) Bezeichnet nach Fig. 16, Taf. VIII, P_1 den Zahndruck im Theilkreise von R_1 und R_2; P_3 den Zahndruck im Theilkreise von R_3 und R_4, so ergibt die Gleichstellung der Drehungsmomente

$$K_0 \cdot a = P_1 \cdot R_1$$
$$P_1 \cdot R_2 = P_3 \cdot R_3$$
$$P_3 \cdot R_4 = Q \cdot r$$

woraus durch Multiplication aller drei Gleichungen

$$K_0 \cdot a \cdot P_1 \cdot R_2 \cdot P_3 \cdot R_4 = P_1 \cdot R_1 \cdot P_3 \cdot R_3 \cdot Q \cdot r$$

und hieraus ergibt sich

$$K_0 = \frac{r}{a} \cdot \frac{R_1}{R_2} \cdot \frac{R_3}{R_4} \cdot Q$$

und weil wie bei der einfachen Räderübersetzung

$$\frac{R_1}{R_2} = \frac{z_1}{z_2} \text{ und } \frac{R_3}{R_4} = \frac{z_3}{z_4}$$

so folgt sofort obige Gl. (121.

Schmiedeeisen hergestellt werden, gelten wieder mit den zugehörigen Voraussetzungen die Gl. (101 bis (103.

Man wendet hierbei wegen der minder genauen Lagerung kleine Zahnbreite an und geht mit der Beanspruchung S sehr hoch, macht deshalb für Schmiedeeisen*)

$$\psi = \frac{b}{t} = 1 \text{ bis } 1{,}2$$

$$S = 8 \text{ bis } 10 \; kg/mm^2$$

für die mittleren Werte

$$\left.\begin{aligned} \psi &= \frac{b}{t} = 1{,}1 \\ S &= 9 \; kg/mm^2 \end{aligned}\right\} \quad \ldots \ldots \quad (124$$

ergibt die Gl. (103

$$t = 1{,}31 \sqrt{P} \quad \ldots \ldots \quad (125^{**})$$

und für die Zähnezahl z und den Theilkreishalbmesser R auch aus Gl. (104

$$t = 2{,}21 \sqrt[3]{\frac{PR}{z}} \quad \ldots \ldots \quad (126$$

Um möglichst kleine Dimensionen zu erhalten, nimmt man gewöhnlich

$$z_1 = z_3 = z = 3 \text{ bis } 5$$

$$z_2 = 16 \text{ bis } 18$$

$$z_4 = 18 \text{ bis } 22$$

$$a = 200 \; mm$$

$$K = 6 \text{ bis } 8 \; kg$$

und versieht die Getriebe zur Verstärkung mit Seitenscheiben.

---

*) Für die gusseiserne Zahnstange des gewöhnlichen Schützenaufzuges bei Wasserrädern und Turbinen kann man nehmen

$$\psi = \frac{b}{t} = 2$$

$$S = 2{,}5 \; kg/mm^2.$$

Hiermit wird

$$\psi S = 5$$

und demnach sind die Gleichungen (107 und (108 sowie die zugehörige Tabelle S. 86 unmittelbar zu deren Dimensionierung anwendbar.

Das Zahnstangengetriebe erhält hierbei 11 bis 15 (gewöhnlich 13) Zähne.

**) Der Vergleich der Gl. (125 mit jener (107 ergibt, dass man die Werte der Theilungen der Tabelle S. 86 mit

$$\frac{1{,}31}{1{,}833} = 0{,}715$$

zu multiplicieren hat, um für denselben Zahndruck P die Theilung t für schmiedeiserne Windenräder zu erhalten.

1. Beispiel. Es liegt eine Pratzenwinde mit doppelter Räderübersetzung vor, an welcher folgende Dimensionen abgenommen wurden:

Theilung der Zahnstange $t = 43{,}982\ mm$; $\left(\frac{t}{\pi}\right) = 14$; $b = 45$; $z = 4$;

$r = 28\ mm$; $z_1 = 4$; $z_2 = 18$; $z_3 = 4$; $z_4 = 22$; $a = 200\ mm$.

Es ist zu berechnen, mit welcher Kraft man mittelst derselben die Last $Q = 1000\ kg$ heben kann und welche Beanspruchung hierbei die Zahnstange erfährt.

Es ist nach Gl. (123 die an der Kurbel wirklich erforderliche Kraft

$$K = 1{,}47 \cdot \frac{r}{a} \cdot \frac{z_1}{z_2} \cdot \frac{z_3}{z_4} \cdot Q = 1{,}47 \cdot \frac{28}{200} \cdot \frac{4}{18} \cdot \frac{4}{22} \cdot 1000 = 8{,}3\ kg$$

und aus Gl. (101 erhält man für die Beanspruchung der Zahnstange wegen $P = Q = 1000\ kg$

$$S = \frac{16{,}8 \cdot P}{b \cdot t} = \frac{16{,}8 \cdot 1000}{45 \cdot 44} = 8{,}5\ kg/mm^2.$$

2. Beispiel. Es ist die Zahntheilung und Breite für die Räder z_1 und z_2 der im vorstehenden Beispiele angeführten Winde zu bestimmen.

Man hat für das Moment

$$PR = K \cdot a = 8 \cdot 200 = 1600$$

und die Zähnezahl

$$z = z_1 = 4$$

das Verhältnis

$$\left(\frac{PR}{z}\right) = \frac{1600}{4} = 400$$

und hiefür nach Gl. (126

$$t = 2{,}21 \sqrt[3]{\frac{PR}{z}} = 2{,}21 \cdot \sqrt[3]{400} = 2{,}21 \cdot 7{,}37 = 16{,}28$$

oder durch Multiplication des Tabellenwertes mit 0,715 und Abrundung für eine ganze Stichzahl nach der Tabelle S. 86 abgerundet

$$t = 18{,}85$$

$$\left(\frac{t}{\pi}\right) = 6.$$

Nun wird die Zahnbreite

$$b = 1{,}1\ t = 1{,}1 \cdot 16{,}28 = 18\ mm$$

und weiter ergeben sich die Theilkreishalbmesser

$$R_1 = \frac{z_1}{2} \cdot \left(\frac{t}{\pi}\right) = 2 \cdot 6 = 12\ mm$$

$$R_2 = \frac{z_2}{2} \cdot \left(\frac{t}{\pi}\right) = 9 \cdot 6 = 54\ mm.$$

3. Beispiel. Wie groß ist die erforderliche Räderübersetzung für eine einfache Pratzenwinde, wenn hiermit die Last $Q = 250\ kg$, bei einer Kraftäußerung von 6 kg an der Kurbel, gehoben werden soll?

Es ist nach Gl. (122

$$K = 1{,}33 \cdot \frac{r}{a} \cdot \frac{z_1}{z_2} \cdot Q$$

und hieraus

$$\frac{z_2}{z_1} = 1{,}33 \,.\, \frac{r}{a} \,.\, \frac{Q}{K}$$

zu deren Auflösung nun noch r bekannt sein muss. Es ist sonach noch die Zähnezahl des Zahnstangengetriebes z und dessen Theilung zu bestimmen.

Nach Gl. (125 ergibt sich die Theilung der Zahnstange für $P = Q = 250\ kg$ mit

$$t = 1{,}31 \,.\, \sqrt{250} = 1{,}31 \,.\, 15{,}8 = 20{,}698$$

und für eine ganze Stichzahl nach der Tabelle S. 86

$$t = 21{,}991$$

$$\frac{t}{\pi} = 7.$$

Wählt man nun die Zähnezahl des Zahnstangengetriebes $z = 4$, so wird dessen Radius

$$r = \frac{1}{2} \,.\, z \left(\frac{t}{\pi}\right) = \frac{1}{2} \,.\, 4 \,.\, 7 = 14\ mm$$

und nun erhält man nach vorgenannter Gleichung

$$\frac{z_2}{z_1} = 1{,}33 \,.\, \frac{14}{200} \,.\, \frac{250}{6} = 3{,}88 \backsim 4.$$

Nimmt man also $z_1 = 4$, so erhält man

$$z_2 = 4 \,.\, 4 = 16.$$

Bei den Trommelwinden kann man unter gewöhnlichen Verhältnissen den Wirkungsgrad*) durchschnittlich setzen,

---

*) Bezeichnet ϱ den Halbmesser der Trommel bis zum Seil oder Kettenmittel; R deh Theilkreishalbmesser des auf der Trommelwelle aufgekeilten Zahnrades; $\left(\frac{\mathfrak{r}}{\varrho}\right)$ das Verhältnis des Zapfenhalbmessers zum Trommelhalbmesser; $\varphi = 0{,}08$ den Reibungscoëfficient; σ die Werte Note S. 42 mit ϱ statt r, so ist (nach Weisbach-Herrmann, Lehrbuch der Ingenieur- und Maschinenmechanik, zweite Aufl. 3. Th. 2. Abth. S. 78 der Wirkungsgrad der Windentrommel

$$\eta = \frac{1 - \varphi \,.\, \frac{\mathfrak{r}}{R}}{1 + \sigma + \varphi \,.\, \frac{\mathfrak{r}}{\varrho}}$$

und für $\frac{\mathfrak{r}}{\varrho} = 0{,}2$; $\frac{\varrho}{R} = 0{,}25$ ergibt sich hiefür folgende Tabelle:

Seilstärke δ =	10 *mm*	20 *mm*	30 *mm*	40 *mm*	50 *mm*	Kette
η =	0,959	0,939	0,920	0,901	0,883	0,972

Für die genaue Bestimmung des Wirkungsgrades η der ganzen Winde hat man bei Benützung der Tabellen oder zugehörigen Formeln die Wirkungsgrade für die Zahnräder und die Vorgelegewelle (Tabellen S. 82 und 83) und für die Trommel zu bestimmen und deren Product zu bilden.

wenn einfache Räderübersetzung vorhanden:

$$\eta = 0{,}90, \text{ also } \frac{1}{\eta} = 1{,}10 \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (127$$

wenn doppelte Räderübersetzung vorhanden:

$$\eta = 0{,}83, \text{ also } \frac{1}{\eta} = 1{,}20 \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (128$$

Bezeichnet man den Halbmesser der Windentrommel bis Seil- oder Kettenmittel mit ϱ, die Zähnezahlen von der Kurbelwelle weg der Reihe nach mit z_1 z_2 z_3 z_4 und die zugehörigen Theilkreishalbmesser mit R_1 R_2 R_3 R_4, endlich den Kurbelhalbmesser mit a, so ist die zum Heben der Last Q erforderliche theoretische Kraft K_0 an der Kurbel für die Trommelwinde mit einfacher Räderübersetzung

$$K_0 = \frac{\varrho}{a} \cdot \frac{z_1}{z_2} \cdot Q = \frac{\varrho}{a} \cdot \frac{R_1}{R_2} \cdot Q \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (129$$

und für die Trommelwinde mit doppelter Räderübersetzung

$$K_0 = \frac{\varrho}{a} \cdot \frac{z_1}{z_2} \cdot \frac{z_3}{z_4} \cdot Q = \frac{\varrho}{a} \cdot \frac{R_1}{R_2} \cdot \frac{R_3}{R_4} \cdot Q \quad \ldots (130$$

und demnach aus Gl. (90 mit Rücksicht auf (127 und (128 die wirklich erforderliche Kraft K an der Kurbel,
für die Trommelwinde mit einfacher Räderübersetzung

$$K = 1{,}1 \cdot \frac{\varrho}{a} \cdot \frac{z_1}{z_2} \cdot Q = 1{,}1 \cdot \frac{\varrho}{a} \cdot \frac{R_1}{R_2} \cdot Q \quad \ldots\ldots (131$$

und für die Trommelwinde mit doppelter Räderübersetzung

$$K = 1{,}2 \cdot \frac{\varrho}{a} \cdot \frac{z_1}{z_2} \cdot \frac{z_3}{z_4} \cdot Q = 1{,}2 \cdot \frac{\varrho}{a} \cdot \frac{R_1}{R_2} \cdot \frac{R_3}{R_4} \cdot Q \; (132$$

Für die Dimensionierung des Hanfseiles gilt wieder die Gl. (51 S. 44 oder die zugehörige Tabelle S. 44; für die Dimensionierung der Ketten die Gl. (55 S. 45 oder die zugehörige Tabelle S. 46.

Den Trommelhalbmesser nehme man, wenn wieder δ den Durchmesser des Hanfseiles, beziehungsweise des Ketteneisens bezeichnet,
für Hanfseile

$$\varrho = 3{,}5\,\delta \text{ bis } 4\,\delta \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots (133$$

für Ketten

$$\varrho = 10\,\delta \text{ bis } 12\,\delta \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots (134$$

Die Trommellänge wird nach der Aufwindelänge berechnet oder, wenn keine bestimmte Aufwindelänge vorgeschrieben ist, gleich dem 3- bis 3,5fachen Trommeldurchmesser angenommen.

Für die Dimensionierung der gußeisernen Zahnräder gilt wieder die Gl. (101, worin man praktischen Ausführungen entsprechend setzen kann

$$\psi = \frac{b}{t} = 2 \text{ bis } 2{,}5$$

$$S = 3 \text{ bis } 2{,}5 \text{ bis } 2\ kg/mm^2$$

wobei die Beanspruchung S bei dem an der Handkurbelwelle aufgekeilten Rade am kleinsten genommen werden soll und Räder von mehr als 80 Zähnen mit $\psi = 2{,}5$ und $S = 2\ kg/mm^2$ ausgeführt werden können.

Setzt man für Räder unter 80 Zähnen

$$\left.\begin{aligned} \psi &= \frac{b}{t} = 2 \\ S &= 2{,}5\ kg/mm^2 \end{aligned}\right\} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (135$$

und für Räder mit mehr als 80 Zähnen

$$\left.\begin{aligned} \psi &= \frac{b}{t} = 2{,}5 \\ S &= 2\ kg/mm^2 \end{aligned}\right\} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (136$$

so wird in beiden Fällen übereinstimmend mit Gl. (106

$$\psi \cdot S = 5 \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (137$$

und man erhält die Theilung nach den Formeln (107 und (108 S. 85 oder nach der zugehörigen Tabelle S. 86. Die Getriebe erhalten Seitenscheiben zur Verstärkung, wo es thunlich ist, und macht man unter gewöhnlichen Verhältnissen bei den Bauwinden t nicht gern kleiner als 25 *mm*.

Hierbei sind folgende Zähnezahlen und Übersetzungsverhältnisse gebräuchlich, und zwar für einfache Räderübersetzung

$$z_1 = 11 \text{ bis } 15$$

$$z_2 = 65 \text{ bis } 75 \text{ bis } 92$$

$$i = \frac{z_1}{z_2} = \frac{1}{5} \text{ bis } \frac{1}{6} \text{ bis } \frac{1}{7}$$

für doppelte Räderübersetzung

$$z_1 = 11 \text{ bis } 15$$

$$z_2 = 32 \text{ bis } 46$$

$$z_3 = 11 \text{ bis } 15$$

$$z_4 = 65 \text{ bis } 85$$

und für das erste Vorgelege von der Handkurbel ausgehend

$$i_1 = \frac{z_1}{z_2} = \frac{1}{2} \text{ bis } \frac{1}{3} \text{ bis } \frac{1}{5}$$

für das zweite Vorgelege

$$i_2 = \frac{z_3}{z_4} = \frac{1}{5} \text{ bis } \frac{1}{6} \text{ bis } \frac{1}{7}$$

Für die Bestimmung der Wellendurchmesser d' gilt die Gl. (13 S. 15, worin man, ohne weitere Berücksichtigung der Biegung, setzen kann: für die Vorgelegewellen

$$S' = 2\ kg/mm^2$$

für die Trommelwelle

$$S' = 3 \text{ bis } 4\ kg/mm^2$$

und kann man sich sonach unter Berücksichtigung der zugehörigen Voraussetzungen zur Bestimmung des Wellendurchmessers wieder der Tabelle S. 18 bedienen, welche die Wellendurchmesser für $S' = 2\ kg/mm^2$ direct entnehmen läßt.

Die Radarme werden bei den Winden gewöhnlich mit Rippenquerschnitt ausgeführt, und erhält die in der Radebene liegende Hauptrippe eine Verjüngung gegen den Radkranz zu, wie in Fig. 12 und 13, Taf. X skizziert, und kann man nehmen

$$h_1 = 0{,}75\ h \text{ bis } 0{,}8\ h \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (138$$

letzteres bei Rädern mit kurzen Armen, wenn h_1 die Armhöhe am Radkranz, h die Armhöhe des bis zum Achsenmittel verlängert gedachten Armes im Achsenmittel bezeichnet.

Die Rippendicke δ kann man nehmen

$$\delta = \frac{1}{5}\ h \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (139$$

Bezeichnet noch:

A die Anzahl der Arme,

d' den auf Torsion berechneten Wellendurchmesser für

$$S' = 2\ kg/mm^2 \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (140$$

$S = \frac{5}{\psi}$ = die Beanspruchung der Zähne nach Gl. (106, so erhält man, wenn bloß die Hauptrippe auf Biegung in Rechnung kommt, aus der Gl.

$$PR = \frac{1}{6} \cdot \delta \cdot h^2 \cdot S \cdot A \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (141$$

$$h = 1{,}817 \cdot \sqrt[3]{\psi \cdot \frac{PR}{A}} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (142$$

und durch Verbindung dieser Gl. (142 mit jener (15

$$\frac{h}{d'} = 1{,}33 \cdot \sqrt[3]{\frac{\psi}{A}} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (143$$

endlich durch Verbindung der Gl. (142 mit jener (108

$$\frac{h}{t} = 0{,}658 \,.\, \sqrt[3]{\psi \,.\, \frac{z}{A}} \quad \ldots \ldots \ldots \ldots (144$$

Für den bei Windenrädern wohl nur selten angewendeten ovalen (elliptischen) Armquerschnitt, erhält man mit den gleichen Bezeichnungen

$$\delta = \frac{1}{2}\, h \quad \ldots \ldots \ldots \ldots (145$$

$$PR = \frac{\pi}{32} \,.\, \delta \,.\, h^2 \,.\, S \,.\, A \quad \ldots \ldots \ldots \ldots (146$$

und hieraus die Armhöhe im Achsenmittel

$$h = 1{,}597 \,.\, \sqrt[3]{\psi \,.\, \frac{PR}{A}} \quad \ldots \ldots \ldots \ldots (147$$

und mit Gl. (15 und (108 auch

$$\frac{h}{d'} = 1{,}169 \,.\, \sqrt[3]{\frac{\psi}{A}} \quad \ldots \ldots \ldots \ldots (148$$

$$\frac{h}{t} = 0{,}578 \,.\, \sqrt[3]{\psi \,.\, \frac{z}{A}} \quad \ldots \ldots \ldots \ldots (149$$

Die Anzahl der Arme nehme man gleich 4, 5, 6 oder 8, wozu man als Anhalt nehmen kann

$$A = \frac{R}{d'} \quad \ldots \ldots \ldots \ldots (150$$

wobei d' auf Torsion für $S' = 2\, kg/mm^2$ nach Gl. (15 berechnet ist.

Für die an den beiden Kurbeln vom Halbmesser a zusammen genommen wirkende Kraft K können zweierlei Ausnahmen gemacht werden. Wird K größer angenommen, so fällt die Räderübersetzung kleiner aus und die Zahnräder werden stärker, und umgekehrt. Man kann sonach praktischen Ausführungen entsprechend setzen: für leichte Winden

$$\left.\begin{aligned} K &= 20\, kg \\ a &= 360 \text{ bis } 400\, mm \end{aligned}\right\} \quad \ldots \ldots \ldots \ldots (151$$

für schwere Winden

$$\left.\begin{aligned} K &= 32\, kg \\ a &= 450\, mm \end{aligned}\right\} \quad \ldots \ldots \ldots \ldots (152$$

Hierbei wirkt ein Mann an der Kurbel mit 10 bis 16 kg. Man findet jedoch auch zwischenliegende Werte angewendet und K bis 64 kg bei besonders schweren Winden, in welchem Falle 4 Mann mit je 16 kg an den beiden Kurbeln (2 Mann an jeder) wirkend vorausgesetzt sind.

Die Länge l des Kurbelgriffes nehme man:
für einen Mann an der Kurbel

$$l = 250 \text{ bis } 300 \; mm$$

für zwei Männer an jeder Kurbel

$$l = 400 \text{ bis } 450 \; mm$$

und den Durchmesser d des hölzernen oder eisernen am Kurbelstift drehbaren Kurbelgriffes

$$d = 40 \text{ bis } 45 \; mm.$$

Die beiden Kurbeln werden am zweckmäßigsten unter 120° gegen einander gestellt.

Die Fußhöhe h der Bauwinden kann man nehmen, bis zum Trommelmittel, für einfache Winden

$$h = 350 \text{ bis } 400 \; mm$$

für Winden mit doppelter Räderübersetzung

$$h = 400 \text{ bis } 500 \; mm.$$

Die Aufstellung der Trommelwinden erfolge so, dass die Höhe H der Kurbelwelle über dem Fußboden betrage

$$H = 900 \text{ bis } 1100 \; mm.$$

Die Ständerdimensionen ergeben sich nach der Disposition der Wellen und Verbindungsstangen dem Gefühle nach in der Zeichnung selbst, und die Querverbindungen erhalten 18 bis 25 mm Durchmesser bei einfachen und 25 bis 30 mm bei doppelten Winden.

In Hinsicht der Größe der zu hebenden Last Q kann man unter gewöhnlichen Verhältnissen einfache Räderübersetzung anwenden für

$$Q = 400 \text{ bis } 1000 \; kg$$

und doppelte Räderübersetzung für

$$Q = 750 \text{ bis } 3000 \; kg$$

directe Last am Trommelhalbmesser ρ.*)

1. Beispiel. Es liegt eine Trommelwinde mit einfacher Räderübersetzung nach Fig. 1 bis 3, Taf. X vor, welche folgende Dimensionen aufweist:

Trommelhalbmesser bis Seilmittel geschätzt $\rho = 80 \; mm$

Übersetzungsverhältnis $i = \frac{z_1}{z_2} = \frac{1}{5}$

Kurbelhalbmesser $a = 360 \; mm.$

*) Nachstehende Tabelle enthält die Tragfähigkeit und die Gewichte der Trommelwinden Fig. 20, 21, 23 und 24, Text, nach Ausführung der Mannheimer Maschinenfabrik Mohr & Federhaff in Mannheim.

Wie groß ist der Durchmesser δ des zu verwendenden Hanfseiles zu nehmen, welche Last Q kann hiermit direct gehoben werden, und mit welcher Kraft K muſs hierbei an den Kurbeln gewirkt werden?

Wählt man nach Gl. (133 den Trommelhalbmesser im Verhältnisse zum Seildurchmesser

$$\rho = 3{,}5\ \delta$$

so ergibt sich hieraus durch Umkehrung der Seildurchmesser

$$\delta = \frac{1}{3{,}5} \cdot \rho = \frac{1}{3{,}5} \cdot 80 = 23{,}1 \sim 23\ mm$$

Tabelle der Gewichte der Trommelwinden.

	Nr.	Directe Tragkraft *kg*	Räder-über-setzung	Gewichte: mit gewöhnlicher Bremse, ohne Laufrollen	mit gewöhnlicher Bremse, mit Laufrollen	mit gewöhnlicher Bremse, mit Laufrollen-antrieb	mit selbstthätiger Bremse und Riemenantrieb
Fig. 20, Text.	1	400	einfach	105	—	—	200
	2	750	„	180	—	—	292
	3	1250	„	270	—	—	373
	4	2000	„	430	—	—	560
Fig. 21, 23 und 24, Text.	5	1500	doppelt	320	420	—	450
	6	3000	„	500	640	725	650
	7	5000	„	730	890	990	880

Die angegebene Tragkraft ist die directe. Durch Verwendung von Flaschenzügen kann dieselbe mehrfach erhöht werden.

Die folgende Tabelle enthält die den Nummern der vorstehenden Tabelle entsprechenden dabei angewendeten Räderübersetzungen.

Tabelle der Räderübersetzung der Trommelwinden.

Benennung	Nr. 1	Nr. 2	Nr. 3	Nr. 4	Nr. 5	Nr. 6	Nr. 7
Anzahl der Zähne des Getriebes	14	13	13	12	13 u. 11	10 u. 11	13 u. 9
Anzahl der Zähne des Rades	76	92	95	94	33 „ 60	53 „ 68	70 „ 64
Theilung der Zähne in *mm*	17,6	21,6	25,14	30	25,14 „ 32,02	33 „ 34,54	29 „ 42,95
Breite der Zähne in *mm*	45	50	60	65	60 „ 65	55 „ 65	65 „ 95
Länge der Trommel in *mm*	375	425	500	660	512	690	840
Durchmesser der Trommel in *mm*	125	155	150	180	155	180	205
Länge der Kurbel in *mm*	350	380	400	420	400	450	450

und diesem entspricht nach der Tabelle S. 44 die Last

$$Q = 415\,kg \backsim 400\,kg$$

und hiermit ergibt die Gl. (131

$$K = 1{,}1 \,.\, \frac{\varrho}{a} \,.\, \frac{z_1}{z_2} \,.\, Q = 1{,}1 \,.\, \frac{80}{360} \,.\, \frac{1}{5} \,.\, 400 = 19{,}6 \backsim 20\,kg$$

also muss an jeder Kurbel ein Mann mit 10 *kg* wirken (leichte Winde).

2. Beispiel. Es sind die Zahnräder und Wellen für die im vorstehenden Beispiele behandelte Winde zu dimensionieren.

Wählt man die Zähnezahl des Getriebes

$$z_1 = 13$$

so ergibt sich jene des Stirnrades wegen

$$i = \frac{z_1}{z_2} = 5$$

$$z_2 = 5 \,.\, z_1 = 5 \,.\, 13 = 65.$$

Nachfolgende Verhältnisse und Erklärungen gelten für die Wandaufzugmaschinen Fig. 26 und 27, Text, von Mohr & Federhaff in Mannheim.

Benennung	Nr. 0. 150 *kg* directe Trgkft.	Nr. 1. 300 *kg* directe Trgkft.	Nr. 2. 600 *kg* directe Trgkft.
Anzahl der Zähne des Getriebes . .	15	14	13
„ „ „ „ Rades . . .	60	76	83
Theilung der Zähne in *mm*	15	17,6	21,6
Breite „ „ „ „	35	45	50
Länge der Trommel „ „	195	230	230
Durchmesser der Trommel in *mm* .	105	125	125
Länge der Kurbel in *mm*	300	350	380
Ungefähres Gewicht der Maschine in *kg*	44	90	115

Diese Wandaufzugsmaschinen werden in drei Größen gefertigt, und zwar von 150, 300 und 600 Kilogramm Tragkraft mit Sperrad, Bremse und ausrückbarer Kurbelwelle, oder ohne Bremse; sie sollen dem Zweck entsprechen, leichtere Waren rasch in eine oder die andere Etage heben oder senken zu können bei compendiöser Anordnung der Maschine.

Dieselben können horizontal an jede Wand angebracht werden oder vertical an betreffende Holzsäulen; bei ersterer Montierung ist der Bremshebel heraus zu nehmen und umgedreht wieder einzusetzen, wodurch er sich in die geeignete horizontale Lage stellt.

Die Maschinen besitzen einfache Räderübersetzung; es kann die Kurbel jedoch auch auf die Trommelachse gesetzt werden, um kleine Lasten oder das leere Seil direct heben zu können. Die Bremsen werden als Bandbremsen auf gewöhnliche Art ausgeführt oder selbstthätig wirkend; in letzterem Fall hält die Bremse die Last in jeder Lage fest und kann diese nur durch Lösen der Bremse niedergelassen werden.

Bezeichnet man mit P_1 den Zahndruck am Halbmesser R_1 des Getriebes, so wird das Moment

$$P_1 \cdot R_1 = K \cdot a = 20 \cdot 360 = 7200$$

und mithin der Quotient

$$\frac{P_1 R_1}{z_1} = \frac{7200}{13} = 554$$

und bei Benützung der Tabelle S. 86 für

$$\psi = \frac{b}{t} = 2$$

$$S = 2{,}5\, kg/mm^2$$

entsprechend dem nächstliegenden Werte von

$$\left(\frac{PR}{z}\right) = 554$$

die Stichzahl und Zahntheilung nach oben abgerundet, weil man wegen Zufälligkeiten bei solchen Winden t nicht gerne unter 25 *mm* nimmt

$$\frac{t}{\pi} = 8$$

$$t = 25{,}133\, mm$$

und somit werden die Theilkreishalbmesser

$$R_1 = \frac{z_1}{2}\left(\frac{t}{\pi}\right) = \frac{13}{2} \cdot 8 = 52\, mm$$

und

$$R_2 = \frac{z_2}{2}\left(\frac{t}{\pi}\right) = \frac{65}{2} \cdot 8 = 260\, mm$$

und

$$b = 2\, t = 2 \cdot 22 = 44 \backsim 45\, mm.$$

Nach Gl. (15 S. 16 erhält man für den Durchmesser der Vorgelegewelle für $S' = 2\, kg/mm^2$

$$d' = 1{,}366 \sqrt[3]{PR} = 1{,}366 \sqrt[3]{7200} = 1{,}366 \cdot 19{,}3 = 26{,}36 \backsim 26\, mm$$

nach Kalibermaß abgerundet oder auch für $PR = 7200$ direct der Tabelle S. 18 entnommen, dann den Durchmesser der Trommelwelle für das Moment

$$PR = Q\varrho = 400 \cdot 80 = 32000$$

wenn man sich der Tabelle S. 18 bedient und hier $S' = 3\, kg/mm^2$ setzt, also für

$$(PR) = 32000 \cdot \frac{2}{3} = 21300$$

den nächsten Wellendurchmesser sucht

$$d' = 40\, mm.$$

3. Beispiel. Es sind die Hauptdimensionen einer einfachen Bauwinde, d. i. einer Trommelwinde mit einfacher Räderübersetzung nach Fig. 1 bis 3, Taf. X, zu bestimmen, für die mittels Hanfseil direct zu hebende Last von 750 *kg* unter der Voraussetzung, dass die Kraft an beiden Kurbeln 32 *kg* betrage (schwere Winde).

Es ist nach diesen Angaben

$$Q = 750\, kg$$

$$K = 32\, kg$$

und der Last Q entsprechend der Seildurchmesser δ nach der Tabelle S. 44 angenähert

$$\delta = 30\, mm.$$

Wählt man den Trommelhalbmesser nach Gl. (133

$$\varrho = 3{,}5\,\delta = 3{,}5\,.\,30 = 105\,mm$$

und den Kurbelhalbmesser nach Gl. (152

$$a = 450\ mm$$

so ergibt sich nach Gl. (131 das Übersetzungsverhältnis

$$\frac{z_2}{z_1} = 1{,}10\,.\,\frac{\varrho}{a}\,.\,\frac{Q}{K} = 1{,}10\,.\,\frac{105}{450}\,.\,\frac{750}{32} = 6{,}01 \backsim 6.$$

Wählt man ferner die Zähnezahl des Getriebes

$$z_1 = 13$$

so ergibt sich hiermit jene des Stirnrades

$$z_2 = 6\,.\,z_1 = 6\,.\,13 = 78.$$

Bezeichnet nun wieder P_1 den Zahndruck am Halbmesser R_1 des Getriebes, so wird das Moment

$$P_1 R_1 = K\,.\,a = 32\cdot 450 = 14400$$

und somit der Quotient $\left(\frac{PR}{z}\right)$ für die Zähnezahl z_1

$$\frac{PR}{z} = \left(\frac{P_1 R_1}{z_1}\right) = \frac{14400}{13} = 1108$$

wonach die Tabelle S. 86 nach unten abgerundet die Stichzahl und Theilung ergibt

$$\left(\frac{t}{\pi}\right) = 9$$

$$t = 28{,}274$$

und hiermit werden die Theilkreishalbmesser

$$R_1 = \frac{z_1}{2}\,.\left(\frac{t}{\pi}\right) = \frac{13}{2}\,.\,9 = 58{,}5\ mm$$

$$R_2 = \frac{z_2}{2}\,.\left(\frac{t}{\pi}\right) = \frac{78}{2}\,.\,9 = 351\ mm$$

die Zahnbreite wird nach oben abgerundet

$$b = 2\,t = 56{,}5 \backsim 60\ mm.$$

Wählt man die Länge L der Trommel gleich dem 3,5fachen Durchmesser derselben, so erhält man, da der Durchmesser D der glatten Trommel

$$D = 2\,\varrho - \delta = 2\,.\,105 - 30 = 180\,mm$$

$$L = 3{,}5\,.\,180 = 630\,mm.$$

4. Beispiel. Es soll eine leichte doppelte Bauwinde, d. i. eine Trommelwinde mit doppelter Räderübersetzung, nach Fig. 1 bis 4, Taf. XI, ausgeführt werden für eine mittels Kette direct zu behebende Last von 1250 *kg*; es sind die Trommel- und Zahnräderdimensionen hiefür zu bestimmen.

Es ist nach diesen Angaben

$$Q = 1250\,kg$$

$$K = 20\,kg$$

und nach der Tabelle S. 46 der Durchmesser des Ketteneisens

$$\delta = 12\ mm$$

und nach Gl. (134 der Trommelhalbmesser bis Kettenmittel

$$\varrho = 10\,\delta = 120\,mm$$

und nach Gl. (151 der Kurbelhalbmesser

$$a = 400\ mm.$$

Hiermit ergibt die Gl. (132 das totale Übersetzungsverhältnis

$$\frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_4}{z_3} = 1{,}20 \cdot \frac{\varrho}{a} \cdot \frac{Q}{K} = 1{,}20 \cdot \frac{120}{400} \cdot \frac{1250}{20} = 22{,}5$$

und wenn man wählt

$$i_2 = \frac{z_3}{z_4} = \frac{1}{7}$$

so ergibt sich hieraus

$$i_1 = \frac{z_1}{z_2} = \frac{1}{3{,}21}$$

und man kann nehmen

$$z_1 = 13$$
$$z_2 = 3{,}21 \cdot 13 = 41{,}73 \backsim 42$$
$$z_3 = 11$$
$$z_4 = 7 \cdot 11 = 77.$$

Für das Getriebe z_1 auf der ersten Vorgelegewelle erhält man nun

$$\left(\frac{PR}{z}\right) = \frac{K \cdot a}{z_1} = \frac{20 \cdot 400}{13} = 615$$

und dazu nach der Tabelle S. 86 die Stichzahl und Theilung

$$\left(\frac{t}{\pi}\right) = 8$$
$$t = 25{,}133\ mm$$

und somit werden die Theilkreishalbmesser

$$R_1 = \frac{z_1}{2} \cdot \left(\frac{t}{\pi}\right) = \frac{13}{2} \cdot 8 = 52\ mm$$
$$R_2 = \frac{z_1}{2} \cdot \left(\frac{t}{\pi}\right) = \frac{42}{2} \cdot 8 = 168\ mm$$

endlich die Zahnbreite

$$b = 2\,t \doteq 50\ mm.$$

Für das Stirnrad z_4 auf der Trommelwelle erhält man

$$\left(\frac{PR}{z}\right) = \frac{Q\varrho}{z_4} = \frac{1250 \cdot 120}{77} = 1935$$

und dazu nach der Tabelle S. 86 Stichzahl und Theilung

$$\left(\frac{t}{\pi}\right) = 11$$
$$t = 34{,}558\ mm$$

und somit werden die Theilkreishalbmesser

$$R_3 = \frac{z_3}{2} \cdot \left(\frac{t}{\pi}\right) = \frac{11}{2} \cdot 11 = 60{,}5\ mm$$
$$R_4 = \frac{z_4}{2} \cdot \left(\frac{t}{\pi}\right) = \frac{77}{2} \cdot 11 = 423{,}5\ mm$$

endlich die Zahnbreite

$$b = 2\,t = 2 \cdot 34{,}558 = 69{,}1 \backsim 70\ mm.$$

5. Beispiel. Es sind die Zähnezahlen der Vorgelegeräder einer schweren Trommelwinde zu bestimmen, mittels deren auf die Trommel auflaufender Kette die Last $Q = 2000\ kg$ direct, d. i. ohne Anwendung eines Flaschenzuges, gehoben werden kann.

Es wird nach der Tabelle S. 46 der Durchmesser des Ketteneisens

$$\delta = 15\ mm$$

nach Gl. (134 der Trommelhalbmesser bis Kettenmittel

$$\varrho = 10\,\delta = 150\ mm$$

nach Gl. (152

$$K = 32\ kg$$
$$a = 450\ mm$$

und somit nach Gl. (132 die totale Räderübersetzung

$$\frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_4}{z_3} = 1{,}20 \cdot \frac{\varrho}{a} \cdot \frac{Q}{K} = 1{,}20 \cdot \frac{150}{450} \cdot \frac{2000}{32} = 25$$

und wenn man wählt

$$i_2 = \frac{z_3}{z_4} = \frac{1}{7}$$

so ergibt sich hieraus

$$i_1 = \frac{z_1}{z_2} = \frac{1}{3{,}57}$$

und man kann nehmen

$$z_1 = 13$$
$$z_2 = 3{,}57 \,.\, 13 = 46{,}41 \backsim 46$$
$$z_3 = 11$$
$$z_4 = 7 \,.\, 11 = 77.$$

6. Beispiel. Es sind die Armdimensionen für das Zahnrad im 2. Beispiele S. 104 zu bestimmen, dessen Zähnezahl $z_2 = 65$ ist. Es ist ferner bekannt $R_2 = 260\ mm$; $\psi = 2$; $PR = 32000$.

Sonach ergibt die Gl. (15 oder die zugehörige Tabelle S. 18 den Wellendurchmesser

$$d' = 43\ mm$$

und hiermit wird nach Gl. (150 die Anzahl der Arme

$$A = \frac{R}{d'} = \frac{260}{43} = 6$$

also ergibt sich die Höhe, der Hauptrippe im Achsenmittel nach Gl. (142

$$h = 1{,}817 \,.\, \sqrt[3]{\psi \,.\, \frac{PR}{A}} = 1{,}817 \,.\, \sqrt[3]{2 \,.\, \frac{32000}{6}} = 40\ mm$$

und weiter die Dicke dieser Rippe nach Gl. (139

$$\delta = \frac{1}{5}\,h = \frac{1}{5} \,.\, 40 = 8\ mm$$

endlich die Rippenhöhe am Kranze nach Gl. (138

$$h_1 = 0{,}75 \,.\, h = 0{,}75 \,.\, 40 = 30\ mm.$$

Für die französische Bauwinde oder Kettenradwinde gelten alle vorstehend für Trommelwinden angegebenen Regeln mit dem einzigen Unterschiede, dass statt der Trommel das Kettenrad von viel

kleinerem Durchmesser zur Anwendung kommt und somit die Räderübersetzung kleiner und die ganze Winde compendiöser ausfällt. Die hierzu verwendeten Ketten müssen in allen Gliedern gleiche Theilung haben, nach welcher das Kettenrad zu dimensionieren ist (Kalibrierte Ketten).

1. Beispiel. Für die Last $Q = 950\,kg$ soll eine Kettenradwinde nach Fig. 25, Text, gebaut werden. Es sind die Hauptdimensionen des Kettenrades und die Zähnezahlen der Zahnräder zu ermitteln.

Für $P = 950\,kg$ wird nach Gl. (55 oder nach der zugehörigen Tabelle S. 46 der Durchmesser des Ketteneisens $\delta = 10\,mm$ und für eine englische Kette nach Gl. (70 die innere Gliedlänge $l = 2{,}6\;\delta = 26\,mm$, ferner nach Gl. (72 die innere Gliedbreite $b = 1{,}5\;\delta = 15\,mm$.

Wählt man für das Kettenrad die Zähnezahl $z = 4$ wie in Fig. 30 und 31, Text, so erhält man den Radhalbmesser bis zum Mittel des flach aufliegenden Kettengliedes nach Gl. (68

$$r = \frac{1}{2}(l+\delta)\,.\,\mathrm{cotg}\left(\frac{180^\circ}{z}\right) + \frac{1}{2}(l-\delta)\,.\,\frac{1}{\sin\left(\frac{180^\circ}{z}\right)} =$$

$$= \frac{1}{2}\,.\,(26+10)\,.\,\mathrm{cotg}\left(\frac{180^\circ}{4}\right) + \frac{1}{2}(26-10)\,.\,\frac{1}{\sin\left(\frac{180^\circ}{4}\right)} =$$

$$= 18\,.\,\mathrm{cotg}\,45^\circ + 8\,.\,\frac{1}{\sin 45^\circ} = 18\,.\,1 + 8\,.\,\frac{1}{0{,}707} = 18 + 11{,}3 =$$

$$= 29{,}3\,mm.$$

Zeichnet man hiernach das Kettenrad im Mittelschnitt Fig. 30, Text, so findet man den Radhalbmesser des Kettenrades bis zum Mittel des hochgestellt aufliegenden Kettengliedes gleich 33,5 mm. Es wechselt also der Hebelarm der Last von 29,3 bis 33,5 mm und wird im Mittel zu nehmen sein

$$\varrho = \frac{1}{2}(29{,}3 + 33{,}5) = 31{,}4\,mm.$$

Wählt man nach Gl. (151 $K = 20\,kg$ und $a = 360\,mm$ so ergibt die Gl. (131 das Verhältnis der Zähnezahlen der erforderlichen Zahnräder

$$\frac{z_2}{z_1} = 1{,}1\,.\,\frac{\varrho}{a}\,.\,\frac{Q}{K} = 1{,}1\,.\,\frac{31{,}4}{360}\,.\,\frac{950}{20} = 4{,}56$$

und hiermit für die gewählte Zähnezahl $z_1 = 13$ jene

$$z_2 = 4{,}56\,.\,13 = 59{,}28 \backsim 60.$$

4. Herstellung der Winden. Die Spindel und Mutter der Schraubenwinden wird auf der Drehbank geschnitten und da diese gewöhnlich mit englischer Leitspindel versehen ist, so wird das Gewinde ebenfalls ein englisches. Die Auffindung der erforderlichen Wechselräder erfolgt am einfachsten aufgrund der Anzahl der Gewindegänge auf die Länge gleich einem Zoll englisch oder auf 127 mm gleich 5 Zoll englisch.

Bezeichnet man mit

n_1 = Anzahl der Gewindgänge auf 1 Zoll englisch oder auf 127 *mm* der Leitspindel,

n_2 = desgleichen des zu schneidenden Gewindes,

und mit

z_1 z_2 z_3 z_4 der Reihe nach die Zähnezahlen der erforderlichen Wechselräder nach Fig. 8, Taf. XI, angeordnet,

so ist, da n_1 und n_2 auch gleichzeitig ausgeführte Umdrehungszahlen sind,

$$\frac{n_2}{n_1} = \frac{z_1}{z_2} \cdot \frac{z_3}{z_4}$$

und man wählt nun nach den im Rädersatze vorhandenen Zähnezahlen die diesem Übersetzungsverhältnisse entsprechenden aus.

Für die gewöhnlich vorkommenden Gewinde der Whitworth'schen Scala werden den Drehbänken gewöhnlich sogenannte Wechselrädertabellen beigegeben. Diese Tabellen enthalten besonders ausgeführt die Egalisierräder, d. i. jene für das Glattdrehen, und die Wechselräder zum Gewindschneiden für rechtes und für linkes Gewinde.*) Die Anfertigung einer solchen Tabelle erfolgt am besten für jede Drehbank mit Rücksicht auf ihre Eigenthümlichkeiten, da die der Übersetzungszahl entsprechenden Räder auch noch hinsichtlich ihrer Durchmesser den Verhältnissen der Drehbank angepasst sein müssen.

Die Schnecken werden gewöhnlich aus Schmiedeisen oder Stahl, aber auch aus Gusseisen, hergestellt und erhalten des einfachen Profils wegen mit dem Schneckenrad entweder reine Evolventen-Verzahnung mit der Eingriffslinie unter 75° oder die sogenannte Gerad-

---

*) Nachstehende Tabellen enthalten als Beispiel die Wechselräder zum Schneiden der häufigst vorkommenden Gewinde für eine Supportdrehbank zum Schraubenschneiden mit 265 *mm* Spitzenhöhe, nach Ausführung der Ottakringer Eisengießerei und Maschinenfabrik von Reinhard Fernau & Co. in Wien. Die Leitspindel hat 1/2 Zoll englisch Steigung, also 2 Gänge auf 1 Zoll englisch. Der vollständige Rädersatz mit 10 1/2 *mm* Theilung hat die Zähnezahlen 20, 25, 30, 35, 40, 45, 50, 55, 60, 60, 65, 70, 75, 80, 85, 90, 95, 100, 105, 110, 115, 120. Das 60 Zähne-Rad ist doppelt beigegeben zum Aufstecken auf den Zwischenbolzen ($z_2 = z_3$ nach Fig. 8, Taf. XI) wenn zwei Räder schon das Verhältnis ($n_2 : n_1$) ergeben, falls das Rad auf der Leitspindel nicht achsial verschoben werden kann, und um mit $z_1 = z_4$ das Leitspindelgewinde zu schneiden. Die Bezeichnung der Zähnezahlen entspricht der Cotierung in Fig. 8, Taf. XI.

flanken-Zahnstangen-Verzahnung, wobei das Fußprofil der Zahnstange sowohl als des Getriebes durch eine Gerade gebildet ist, der Zahnkopf der Zahnstange aber durch eine gemeine Cycloide und jener des Getriebes durch eine Evolvente. Größere, aus Gußeisen hergestellte Schnecken erhalten gewöhnlich letzteres Profil. Kleine Schnecken werden mit der Achse in einem Stück geschmiedet, größere auf der zugehörigen Welle aufgekeilt. Die Schnecken werden wie andere Schrauben auf der Drehbank geschnitten. Schmiedeiserne Schnecken werden zweckmäßig im Einsatze gehärtet, um der Abnützung besser zu widerstehen.

Kleinere Schneckenräder erhalten prismatische, nach der Zahnschräge ($t : 2\,\pi R_1$) zur Schneckenradachse schrägstehende Zähne, wie in Fig. 7 und 8, Taf. XIII. Größere Schneckenräder erhalten nach dem Schraubengang gebildete Zähne mit hohlem Zahngrunde und hohler Kopffläche, entsprechend der Krümmung der Schnecke. Dieselben werden gewöhnlich aus Gußeisen hergestellt, entweder mit den Zähnen gegossen oder voll gegossen und auf der Räderfräsmaschine gefräst.

Die schmiedeisernen Zahnstangen und Zahnräder werden voll geschmiedet und kalt ausgemeißelt oder ausgefräst. Die kleinen Getriebe

Tabelle der Wechselräder zum Schraubenschneiden.

a) Rechtes Gewinde.

Steigung in Zoll engl.	Anzahl der Gänge auf 1 Zoll engl.	z_1	z_2	z_3	z_4	Steigung in Zoll engl.	Anzahl der Gänge auf 1 Zoll engl.	z_1	z_2	z_3	z_4
1/24	24	120	40	100	25	1/5	5	120	60	50	40
1/20	20	120	40	100	30	2/9	$4\frac{1}{2}$	90	60		40
1/18	18	120	40	90	30	1/4	4	100	60		50
1/16	16	120	50	100	30	2/7	$3\frac{1}{2}$	70	90		40
1/14	14	120	40	70	30	1/3	3	60	90		40
1/12	12	120	50	100	40	2/5	$2\frac{1}{2}$	50	90		40
1/11	11	120	60	110	40	1/2	2	60	70		60
1/10	10	120	60	100	40	2/3	$1\frac{1}{2}$	90	40		120
1/9	9	120	60	90	40	1	1	50	60		100
1/8	8	120	60		30	4/3	3/4	45	60		120
1/7	7	120	60	70	40	2	1/2	50	100	60	120
1/6	6	120	60		40	4	1/4	30	90	45	120

werden mit ihren Achsen in einem Stück voll geschmiedet und ausgemeißelt, wobei zur Zahnverstärkung Seitenscheiben stehen bleiben. Die Verzahnung ist hierbei, wegen der kleinen Zähnezahl des Getriebes (3 bis 5), mit Rücksicht auf die Eingriffsdauer, wie schon S. 69 angeführt, die doppelte Punktverzahnung oder die gemischte Verzahnung, letztere bei 3 Zähnen des Getriebes, mit bis zum Durchschnitt verlängerten Zahncurven am Zahnkopf.

Bei den gußeisernen Getrieben mit 11 bis 15 Zähnen und Zahnstangen der Schützenaufzüge (Note S. 95) kommt wegen der kleinen Zähnezahl, mit Rücksicht auf die Eingriffsdauer gewöhnlich die Cycloidenverzahnung zur Anwendung. Aus dem gleichen Grunde erhalten die Zahnräder der Trommelwinden die Cycloidenverzahnung, und zwar als Satzräder mit dem Wälzungskreisdurchmesser gleich dem

---

b) Linkes Gewinde.

Steigung in Zoll engl.	Anzahl der Gänge auf 1 Zoll engl.	z_1	Zwischenrad	z_2	z_3	z_4	Steigung in Zoll engl.	Anzahl der Gänge auf 1 Zoll engl.	z_1	Zwischenrad	z_2	z_3	z_4
$^1/_{24}$	24	120	45	40	100	25	$^1/_5$	5	120	45	40	50	60
$^1/_{20}$	20	120	45	40	100	30	$^2/_9$	$4^1/_2$	90	45	50		40
$^1/_{18}$	18	120	45	40	90	30	$^1/_4$	4	100	40	45		50
$^1/_{16}$	16	120	40	50	100	30	$^2/_7$	$3^1/_2$	70	45	50		40
$^1/_{14}$	14	120	45	40	70	30	$^1/_3$	3	60	50	60		40
$^1/_{12}$	12	120	40	50	100	40	$^2/_5$	$2^1/_2$	50	60	70		40
$^1/_{11}$	11	120	45	40	110	60	$^1/_2$	2	60	50	70		60
$^1/_{10}$	10	120	45	40	100	60	$^2/_3$	$1^1/_2$	90	45	50		120
$^1/_9$	9	120	45	40	90	60	1	1	50	60	70		100
$^1/_8$	8	120	40	50		30	$^4/_3$	$^3/_4$	45	60	70		120
$^1/_7$	7	120	45	40	70	60	2	$^1/_2$	50	45	100	60	120
$^1/_6$	6	120	30	50		40	4	$^1/_4$	30	60	90	45	120

c) Egalisierräder.

Steigung in Millimetern	z_1	z_2	z_3	z_4
$^{53}/_{100}$	120	25	100	20
$^{79}/_{100}$	120	30	100	25

Theilkreishalbmesser des Rades mit 11 Zähnen,*) weil das kleinste zur Verwendung gelangende Rad 11 Zähne hat. Das Getriebe mit 11 Zähnen erhält hierbei gerade, radiale Fußflanken.

Die gusseisernen Zahnräder der Winden werden gewöhnlich nur ausgebohrt und an der Nabe eben abgedreht, im übrigen aber unbearbeitet belassen. Dasselbe gilt bezüglich der aus Gusseisen hergestellten Windentrommel. Die Aufkeilung erfolgt entweder mittels Nasenkeil, oder in anderer Weise, wie schon bei den Sperrädern (S. 23) angegeben.

Die Herstellung der Sperr- und Bremswerke ist bereits früher behandelt (S. 22 und 36).

Das Kettenrad oder die Kettennuss der französischen Bauwinde wird bei kleiner Zähnezahl mit der Achse in einem Stück voll geschmiedet aus Bessemerstahl hergestellt und nachträglich gezahnt wie in Fig. 30, Text, gezeichnet. Bei größerer Zähnezahl wird es aus Gusseisen oder Gussstahl hergestellt und viereckig auf die Achse aufgepasst oder ausgebohrt und aufgekeilt. Die Verzahnung entspricht der Form und Gliedlänge der angewendeten Kette.

Wird statt einer gewöhnlichen Kette die Gall'sche Kette angewendet, so ist das Kettenrad und Kettenführungsstück entsprechend der Gliedlänge der Gall'schen Kette herzustellen. Windwerke mit Gall'scher Kette kommen gewöhnlich nur an Krahnen vor.

---

*) Für die Stichzahl $\left(\frac{t}{\pi}\right)$ oder Theilung t des Getriebes mit $z = 11$ Zähnen ist der zugehörige Theilkreishalbmesser R bestimmt durch die Gleichung

$$2R = z \cdot \left(\frac{t}{\pi}\right)$$

woraus

$$R = \frac{z}{2} \cdot \left(\frac{t}{\pi}\right) = \frac{11}{2} \cdot \left(\frac{t}{\pi}\right) = 5{,}5 \cdot \left(\frac{t}{\pi}\right) = 1{,}75 \cdot t.$$

Der Halbmesser r des Wälzungskreises für Satzräder, bei welchen das Rad von 11 Zähnen als kleinstes, gerade Fußflanke erhält, ist somit

$$r = \frac{1}{2} R = 2{,}75 \cdot \left(\frac{t}{\pi}\right) = 0{,}875 \cdot t.$$

V. Die Krahne.

1. Zweck und Arten der Krahne. Krahne sind Maschinen, vermittels welcher größere Lasten auf mittlere Höhen gehoben, hierauf in horizontaler Richtung innerhalb des Bereiches der Maschine bewegt und endlich wieder herabgelassen werden können. Man bedient sich derselben mit Handbetrieb in Magazinen und Gießereien, oben und unten drehbar gelagert und gestützt; oder freistehend nur auf dem Fundamente oder in demselben drehbar gelagert und gestützt, in Fabriksräumen, Höfen, Eisenbahnstationen und Quais; oder auf einem Wagengestelle fahrbar, auf Eisenbahnstationen, von einer zur anderen transportabel, um gelegentlich schwere Güter ein- und auszuladen (löschen); endlich auf feststehenden Schienen geradlinig den Schienen entlang laufend und unterscheidet demnach folgende, für die gewerbliche und industrielle Praxis im allgemeinen wichtige Krahne:*)

Magazinkrahne,
Gießereikrahne,
Freistehende Krahne oder Quaikrahne,
Fahrbare Krahne oder Eisenbahnkrahne,
Laufkrahne,
Bockkrahne oder Gerüstkrahne.

*) Andere Arten von Krahnen specieller Verwendung sind die Uferkrahne der Fluss- und Seedampfschiffahrt zum Umladen (Löschen) der Güter, stabil als sogenannte Scherenkrahne oder drehbar als besonders construierte schwere Quaikrahne oder, mit Rücksicht auf das Constructionsmaterial, sogenannte Blechkrahne; ferner die hydraulischen Krahne der Bessemeranlagen; die Dampfkrahne, letztere fahrbar oder stabil und drehbar gelagert.

Nach ihrer Antriebsart theilt man auch die Krahne in solche mit Handbetrieb oder gewöhnliche Krahne; solche mit Transmissionsbetrieb oder Transmissionskrahne; solche mit Betrieb durch Druckwasser vermittels Pumpen und Accumulatoren oder hydraulische Krahne; endlich solche mit Dampfbetrieb oder Dampfkrahne.

In den Rahmen dieses Leitfadens sind, dem Zweck desselben entsprechend, nur die gewöhnlichen Krahne einbezogen, bezüglich der übrigen Krahne sei hier verwiesen auf: Rühlmann, Allgemeine Maschinenlehre; Weisbach-Herrmann, Lehrbuch der Ingenieur- und Maschinenmechanik; Uhland, Praktischer Maschinenconstructeur; Riedler, Bericht über die wissenschaftlichen Excursionen der Hörer der Maschinenbauschule an der k. k. technischen Hochschule in Wien 1873—1875; und auf die Fabrikate der rühmlich bekannten Etablissements von J. Köröši, k. k. priv. Maschinenfabrik und Eisengießerei in Andritz bei Graz, der Mannheimer Maschinenfabrik Mohr & Federhaff, vormals Mannheimer Maschinenfabrik Schenk, Mohr & Elsässer in Mannheim, endlich Stuckenholz in Wetter an der Ruhr.

2. **Haupttheile der Krahne.** Jeder Krahn besteht im allgemeinen aus dem Krahngerüste und dem Windwerk.

Beim Magazinkrahn ist das Krahngerüste gebildet durch die um eine verticale Achse drehbare Krahnsäule, Strebe- und Zugstangen. Die Fig. 5 bis 16, Taf. XII, zeigen einen Magazinkrahn mit hölzerner Säule und Strebe (Lerchenholz, wenn der Krahn im Freien steht), welche mit gusseisernen Armierungsstücken versehen sind. Das Spurlager zur Stützung der Krahnsäule ist auf das Fundament geschraubt und das Kopflager an eine Gebäudemauer. Die beiden Zugstangen bestehen aus Rundeisen, die für die Einhängung mit entsprechenden Augen versehen sind. Das Windwerk mit doppelter Räderübersetzung ist an der Krahnsäule (Fig. 5 und 6) befestigt. Die Vorgelegewelle mit den Handkurbeln ist achsial verschiebbar, um ein auf derselben sitzendes mit z_3 gleiches Getriebe in z_4 einzurücken und somit auch mit einfacher Räderübersetzung ($z_3 : z_4$) arbeiten zu können, um kleinere Lasten rascher zu heben. Die Kette ist mit einem Ende am oberen Armierungsstück der Strebe (Fig. 5) angehängt und läuft um die den Haken tragende lose Rolle, sodann über eine fixe Rolle am Strebenkopfe, eine solche oben an der Säule und von dieser auf die mit Kettenspur versehene Kettentrommel. Das Gussstück, welches die lose Rolle umschließt, dient dazu, die Kette niederzuziehen, wenn der Haken ohne weitere Belastung herabgelassen werden soll. Das Sperrad sitzt auf der zweiten Vorgelegewelle. Eine Bremse ist hierbei gewöhnlich nicht vorhanden.

Die Last kann mittels des Magazinkrahnes gehoben, gesenkt und im Kreise vom Halbmesser gleich der Ausladung in horizontaler Richtung bewegt werden.

Fig. 33, Text, zeigt einen Magazinkrahn mit aus Flacheisen und gusseisernen Verbindungsstücken für die Drehzapfen gebildetem Krahngerüste. Das Windwerk mit einfacher Räderübersetzung ist an der Säule und Strebe befestigt. Das Sperrad sitzt auf der Trommelwelle. Zum Herablassen der Last von einem Stockwerk ist hierbei eine Bremse vorhanden. Die Bremsscheibe ist mit dem Stirnrad in einem Stück gegossen.

Fig. 15, Taf. XIII, zeigt einen Magazinkrahn mit Säule aus Rundeisen, Strebe aus Winkeleisen, oben und in der Mitte durch Zugstangen angehängt. Das Windwerk mit Kettenrad ist auf der Strebe befestigt und die Kette läuft von der Trommel über eine oben an der Strebe angebrachte fixe Rolle und trägt am herabhängenden Ende direct den Lasthaken. Das über dem Lasthaken angebrachte Kugelgewicht dient

dazu, die Kette niederzuziehen, wenn der Haken ohne weitere Belastung herabgelassen werden soll.

Fig. 9, Taf. XI, zeigt einen kleinen Magazinkrahn mit an einer Säule montierten Lagern und Antrieb durch Kette und Kettenscheibe, wie er in Magazinen und Fabriksräumen angewendet wird, um unten freien Manipulationsraum zu haben.

Fig. 14, Taf. XI, zeigt einen kleinen Magazin- oder Wandkrahn mit hohler gusseiserner Säule und besonders montiertem Windwerk, mit Antrieb durch Kette und Kettenscheibe, wie er auf Fabriks- und Magazinshöfen zur Anwendung kommt, um Gegenstände auf ein höheres Niveau oder in ein höheres Stockwerk zu schaffen, dabei aber das Windwerk von unten anzutreiben.

Man macht ebenfalls einen kleinen Magazin- oder Wandkrahn aus Flacheisen, zu gleichem Zwecke wie vorhergehender, jedoch mit Kettenführung zwischen zwei am Kopflager angebrachten, vertical drehbaren Führungsrollen. Als Windwerk ist dann eine im Gebäude gedeckt aufgestellte Bauwinde mit einfacher Räderübersetzung angewendet.

Fig. 13, Taf. XI, zeigt einen Magazinkrahn mit aus Winkeleisen und Eisenblech durch Vernietung gebildetem steifen Krahngerüste.

Fig. 10 bis 12, Taf. XI, zeigen einen Magazinkrahn ohne Säule. Die Strebe ist unten mittels Kugelzapfen im Spurlager gestützt und oben mittels Zugstangen an einem im Kopflager drehbaren Zapfen gehängt, dessen verlängerte Drehungsachse durch den Kugelmittelpunkt des Spurlagers geht. Das Windwerk ist an der hölzernen Strebe befestigt.

Fig. 34, Text, zeigt einen freistehenden Magazinkrahn mit hölzerner Säule und Strebe, wie er auf Fabrikshöfen zur Anwendung kommt. Die Krahnsäule ist unten im Spurlager gestützt und der Kopfzapfen dreht sich in einem durch hölzerne, mit schmiedeisernen Armierungstücken an besondere Fundamente befestigte Streben getragenen Lager.

Der hier abgebildete Krahn weist noch die Eigenthümlichkeit auf, dass die Strebe nicht direct mittels Zugstange an die Säule befestigt ist, sondern durch eine Kette in ihrer Lage erhalten wird und mittels derselben herabgelassen oder aufgezogen werden kann. Diese Kette ist mit einem Ende am Kopf der Krahnstrebe befestigt, über die an den Zugstangenenden auf ihren Bolzen lose drehbare Kettenrolle geführt und läuft von hier über eine oben an der Säule angebrachte fixe Rolle auf eine conische Kettentrommel. Der Antrieb dieser Kettentrommel erfolgt durch ein Windwerk mit Räderübersetzung, welches die Schilde gemeinsam

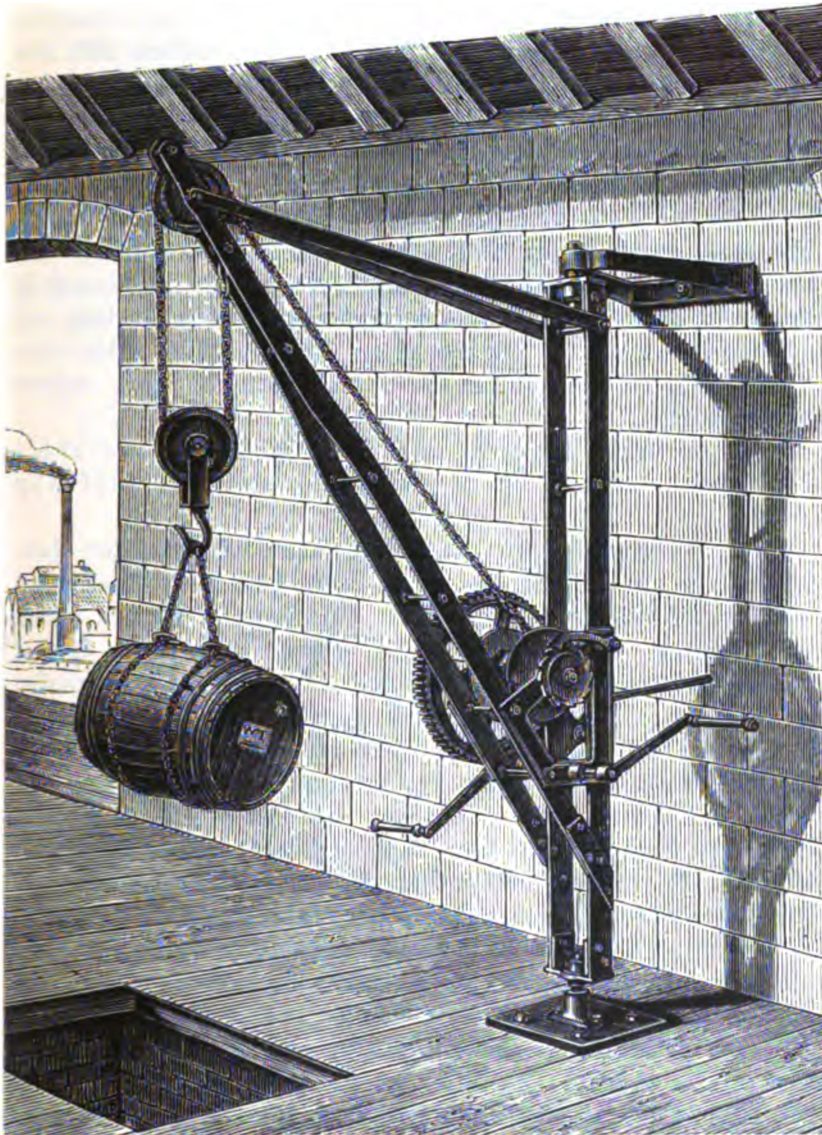


Fig. 33. Kleiner eiserner Magazinkrahn für 1000 *kg* Tragfähigkeit.

hat mit dem übrigens unabhängigen Windwerk zum Heben und Senken der Last, mit cylindrischer Trommel.

Das Windwerk ist an der Säule fest und die Lastkette läuft von der fixen Rolle im Strebenkopfe direct auf die Trommel, um beim Heben und Senken der Strebe keine bedeutende Verkürzung und Verlängerung zu erfahren, indem sich die Strebe um den tiefer als das Windwerk liegenden Bolzen dreht.

Die Windentrommel zum Herablassen und Aufziehen der Strebe ist deshalb conisch und die Kette hängt bei herabgelassener Strebe an dem kleineren Trommelradius, weil die Zugkraft in den Zugstangen in dieser Lage größer ist als bei aufgezogener Strebe, wie sich leicht auf graphischem Wege, durch Aufzeichnung der Strebe in ihren verschiedenen Lagen, ergibt, die Kraft an der Kurbel des Windwerkes aber constant bleiben möchte.

Dieser Krahn stellt somit einen Magazinkrahn mit variabler Ausladung vor und wird Derrickkrahn oder Dreifußkrahn genannt.

Bei schweren Krahnen steht das Spurlager auf gemauertem Fundament und ist mit demselben durch entsprechend lange Fundamentschrauben verbunden (Fig. 5, Taf. XII); bei leichteren Krahnen erfolgt die Befestigung desselben mittels Steinschrauben auf einem Quader (Sandstein) (Fig. 15, Taf. XIII), oder mittels durchgehender Schrauben und entsprechend breite Gegenplatten an einer Wand (Fig. 14, Taf. XI), oder endlich bei ganz leichten Krahnen durch gewöhnliche Flanschenschrauben an einer eben vorhandenen gusseisernen Säule (Fig. 9, Taf. XI).

Durch Anwendung eines Flaschenzuges statt einer losen Rolle kann in jedem Falle die Leistungsfähigkeit des Windwerkes ergänzt werden. Mit Rücksicht auf die bedeutenden Reibungswiderstände des Flaschenzuges ist es jedoch zweckmäßiger, das Windwerk kräftig genug zu construieren und selbst die untere lose Rolle wegzulassen, derart, dass der Lasthaken unmittelbar an das Kettenende sich anschließt (Fig. 9 und 13, Taf. XI, Fig. 15, Taf. XIII, und Fig. 34, Text).

Die Zahnräder des Windwerkes sitzen gewöhnlich außerhalb der Windenschilde (Fig. 6, Taf. XII), bei den Windwerken mit Kettenrad von Megy, Echeverria & Bazan auch innerhalb des in einem Stück hergestellten gusseisernen Windenrahmens (Fig 9, Taf. XI, und Fig. 15, Taf. XIII). Das Sperrad ist bei doppelter Räderübersetzung gewöhnlich auf der zweiten Vorgelegewelle (Fig. 6, Taf. XII), bei einfacher Räder-

übersetzung auf der Trommelwelle (Fig. 33, Text), oder auf der Vorgelegewelle (Fig. 15, Taf. XIII) angebracht.

Bremswerke kommen bei den Magazinkrahnen nur ausnahmsweise zur Anwendung (Fig. 33, Text).

Das Windwerk selbst ist entweder an der Krahnsäule (Fig. 5, Taf. XII), oder an der Strebe (Fig. 15, Taf. XIII), oder an beiden zugleich befestigt (Fig. 33, Text), was bei der Dimensionsbestimmung zu berücksichtigen sein wird.

Die Gießereikrahne besitzen die Einrichtung zum Heben und Senken der Last und zur Bewegung derselben in horizontaler Richtung im Kreise vom Halbmesser gleich der Entfernung der Last von der

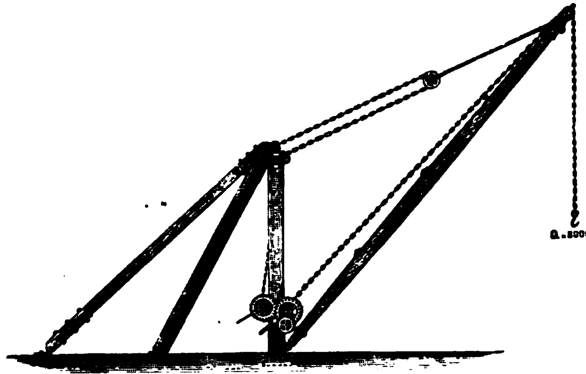


Fig. 34. Derrickkrahn oder Dreifußkrahn (freistehender Magazinkrahn).

Drehungsachse der Krahnsäule und radial hin und zurück. Dieselben haben zwei verticale Drehzapfen gleicher Anordnung wie die Magazinkrahne, von welchen sie sich dadurch constructiv unterscheiden, daſs statt der Zugstangen der sogenannte Ausleger oder Schnabel vorhanden ist, auf welchem der Krahnwagen oder die sogenannte Katze fährt.

Das Krahngerüste ist hier durch feste Verbindung (Verschraubung) der Säule mit der Strebe und dem Ausleger hergestellt.

Die Fig. 1 bis 4, Taf. XII, und Fig. 1 bis 14, Taf. XIII, zeigen einen leichten eisernen Gießereikrahn mit an der Strebe befestigtem Windwerk.

Befindet sich die Katze gerade über dem oberen Strebenende, wie in Fig. 6, Taf. XIV, schematisch dargestellt (Ausladung A_1), so

erscheint das Krahngerüste und das Windwerk genau so beansprucht, wie beim Magazinkrahn, wonach für die Dimensionierung des ganzen Krahnes mit Ausnahme der Drehzapfen, des Auslegers und der Katze dieselben Bestimmungen gelten wie bei jenem, jedoch die Zugstangen im Ausleger zum Ausdruck gelangen.

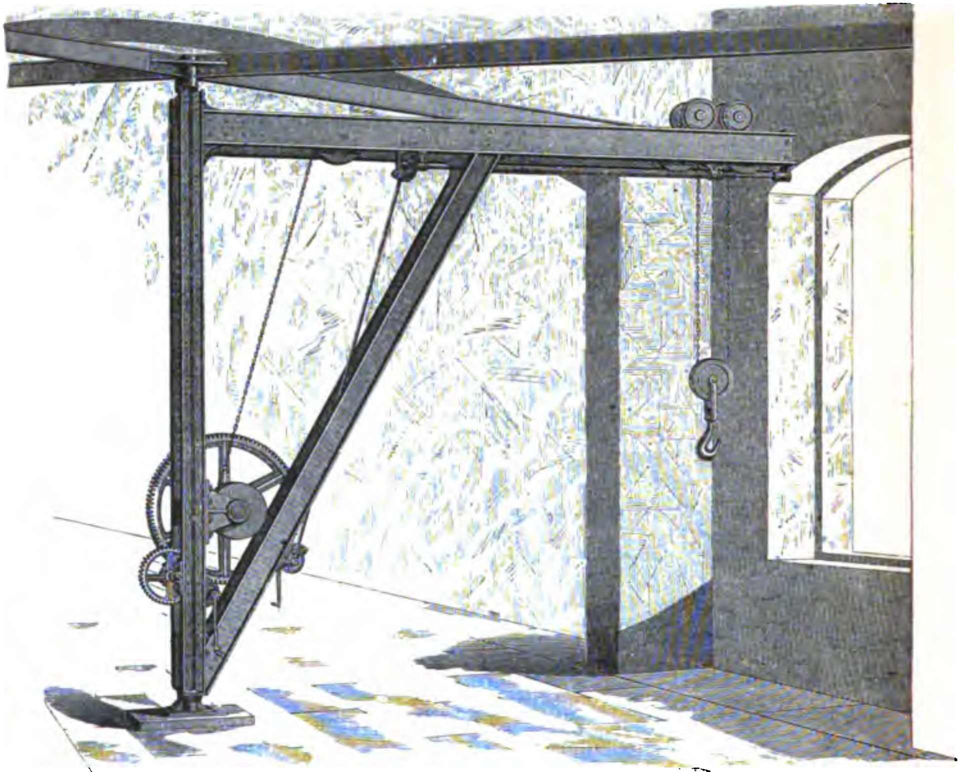


Fig. 35. Eiserner Gießereikrahn für 5000 *kg* Tragfähigkeit.

Steht die Katze am äußersten Ende der freien Ausladung *A* auf dem Ausleger, wie in Fig. 7, Taf. XIV, so erfolgt die stärkste Beanspruchung der Drehzapfen auf Biegung und hiernach deren Dimensionsbestimmung. In dieser Stellung der Katze und in jener im Mittel zwischen der Strebe und Säule ist der Ausleger am stärksten auf Biegung beansprucht und darnach seine Dimensionierung.

Die Krahnkatze besteht aus zwei Schilden aus Gußeisen oder Schmiedeisen, welche die Lager der Achsen für die Laufrollen und jene für die Kettenrollen enthalten und in geeigneter Weise mit einander verbunden sind.

Die Laufrollen laufen bei leichten Krahnen auf Flacheisenschienen oder auf dem eisernen Ausleger selbst, und bei schweren Krahnen auf Eisenbahnschienen, welche auf den Wangen des Auslegers befestigt sind.

In Fig. 3, Taf. XII, und Fig. 14, Taf. XIII, ist eine Katze einfachster Form dargestellt, bei welcher als Schilde schmiedeiserne Laschen

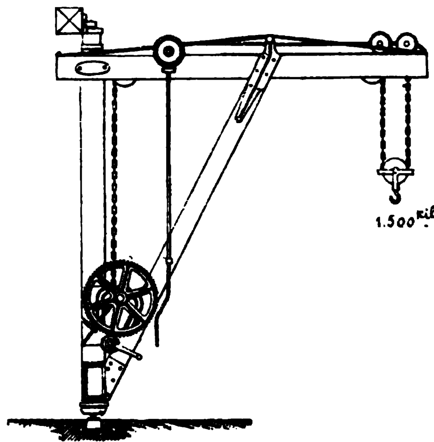


Fig. 36. Gießereikrahn mit durch Zugstangen armiertem Ausleger.

vorhanden sind und die Kettenrollen auf den Achsen der Laufrollen sich drehen.

Die Verschiebung der Krahnkatze erfolgt gewöhnlich durch eine Kette, welche beiderseits mit ihren Enden an die Katze befestigt und über zwei an den Enden des Auslegers gelagerte Kettenrollen geschlungen ist, wie in Fig. 1, Taf. XII. Die eine dieser Kettenrollen, jene in der Nähe der Krahnsäule, ist im Spurkranze gezahnt (Fig. 3 bis 6, Taf. XIII), auf ihrer Achse aufgekeilt und vermittelt den Antrieb für die Verschiebung der Katze; die zweite dient bloß als Leitrolle für die Kette.

Die Drehung der Achse mit der gezahnten Kettenrolle kann auf verschiedene Weise erfolgen.

In Fig. 1, Taf. XII, dient hierzu die Schnecke mit dem Schneckenrad, mit Bewegungseinleitung durch Kettenscheibe und herabhängende Kette. Das Detail dieser Anordnung zeigen die Fig. 5 bis 6, Taf. XIII, in Ansicht und Draufsicht.

In Fig. 1 bis 3, Taf. XIV, erfolgt der Antrieb der gezahnten Rolle für die Verschiebung der Katze durch eine schief vom Ausleger zum Säulenfuß herabgehende Zwischenwelle und zwei Paar Kegelräder mittels Handkurbel; in Fig. 36, Text, in ähnlicher Weise, jedoch mit verticaler Zwischenwelle und nur ein Paar Kegelräder. In Fig. 35, Text, erfolgt

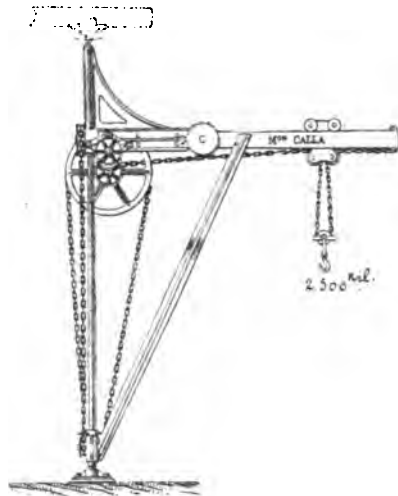


Fig. 37. Gießereikrahn mit Antrieb durch Kette und Kettenrad.

die Verschiebung der Katze mittels flachgängiger Schraubenspindel, zwei Paar Kegelräder mit schief herabreichender Zwischenwelle, durch Handkurbel.

Den Zug in der Kette zur Verschiebung der Krahnkatze kann man unter gewöhnlichen Verhältnissen gleich setzen $1/4$ der am Lasthaken angehängten Last.

Fig. 35, Text, zeigt einen schweren eisernen Gießereikrahn und läßt zugleich die Befestigung des Kopflagers mittels Diagonalstreben an den Gebäudemauern erkennen, welche entweder, wie hier dargestellt, eiserne Träger, oder wie nach der Form des Kopflagers bei dem früher besprochenen leichteren Krahn, Holzbalken sind. Das Windwerk ist hier an der Säule befestigt.

Die Fig. 1 bis 3, Taf. XIV, zeigen einen Gießereikrahn mittlerer Tragfähigkeit, mit hölzernen Constructionstheilen und eisernen Verbindungsstücken im Krahngerüste. Das Windwerk ist hierbei ebenfalls an der Säule befestigt.

Fig. 36, Text, zeigt die Armierung des hölzernen Auslegers durch Zugstangen aus Rundeisen, ebenfalls mit unten angeordnetem Windwerk;

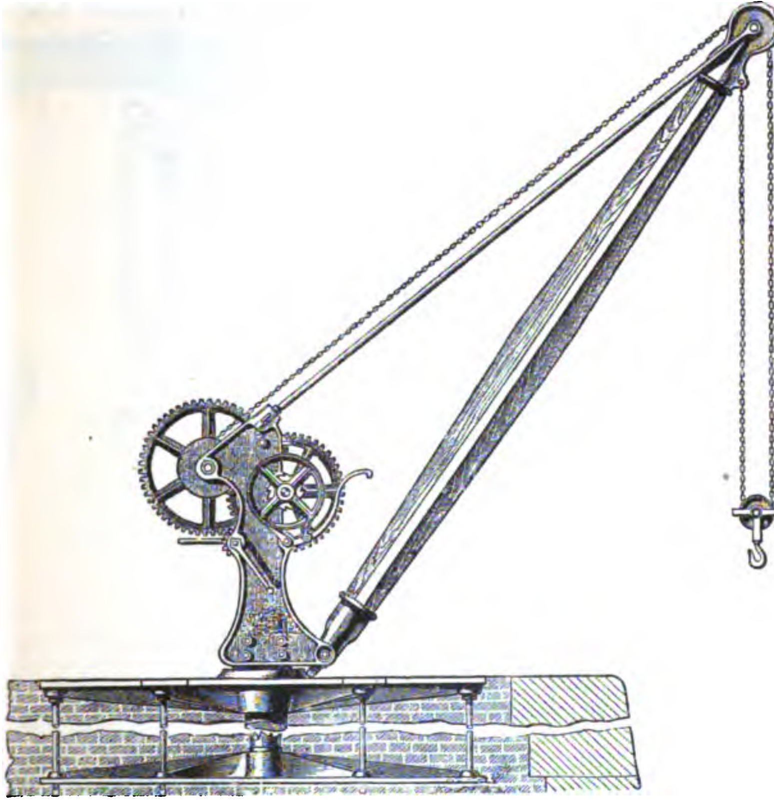


Fig. 38. Freistehender Krahn mit gemauertem Fundament.

in Fig. 37, Text, hingegen ist das Windwerk oben angebracht und der Antrieb desselben zum Heben und Senken der Last erfolgt durch Kettenrolle und herabhängende Kette in gleicher Weise wie jener für die Bewegung der Krahnkatze.

Hinsichtlich der Detailconstruction des Windwerkes gilt alles wie beim Magazinkrahn.

Durch Anwendung eines Flaschenzuges kann auch hier die Leistungsfähigkeit des Windwerkes ergänzt werden. Gewöhnlich aber befinden sich in der Katze nur zwei Führungsrollen und die Last hängt an einer losen Rolle, wie in Fig. 1 bis 4, Taf. XII, und Fig. 1 bis 14, Taf. XIII.

Die Kette wird am zweckmäßigsten, wie in Fig. 1, Taf. XII, und Fig. 1, Taf. XIV, ersichtlich am freien Ende des Auslegers befestigt und von dort über die erste Rolle der Katze herab, um die lose Rolle und

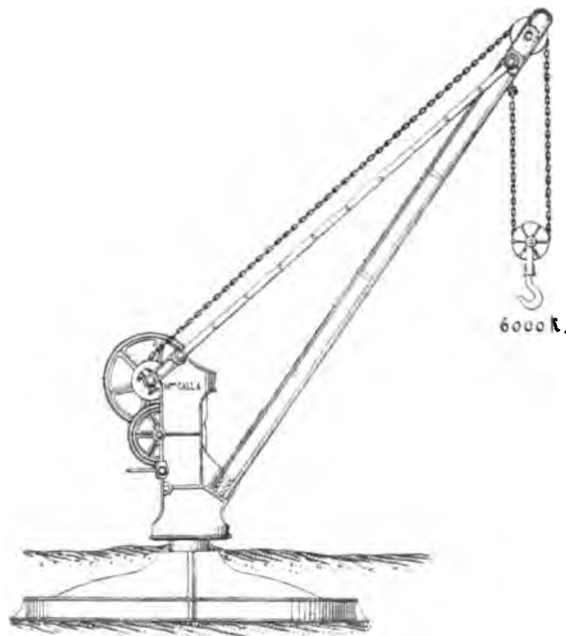


Fig. 39. Freistehender Krahn ohne Fundament-Mauerwerk.

über die zweite Rolle der Katze hinauf, endlich über eine fixe Rolle am zweiten Ende des Auslegers auf die Windentrommel herabgeführt, weil hierdurch vermieden ist, dass die Verschiebung der Krahnkatze gleichzeitig eine Hebung oder Senkung der Last im Gefolge hat. Letzteres tritt ein, wenn das zweite Kettenende an der Krahnkatze selbst befestigt ist, oder die Kette von der Katze gleich auf die Windentrommel herabläuft.

Freistehende Krahne oder Quaikrahne haben im allgemeinen dieselbe Einrichtung wie die Magazinkrahne, und unterscheiden sich von

diesen wesentlich nur durch die Form des drehbaren Krahngerüstes, welche durch die abweichende Aufstellung bedingt ist, und nach letzterer kommen zwei typische Ausführungen vor.

Das Krahngerüste ist nach dem ersten Typus von der Krahnsäule unabhängig hergestellt und auf dieser drehbar montiert; die Krahnsäule

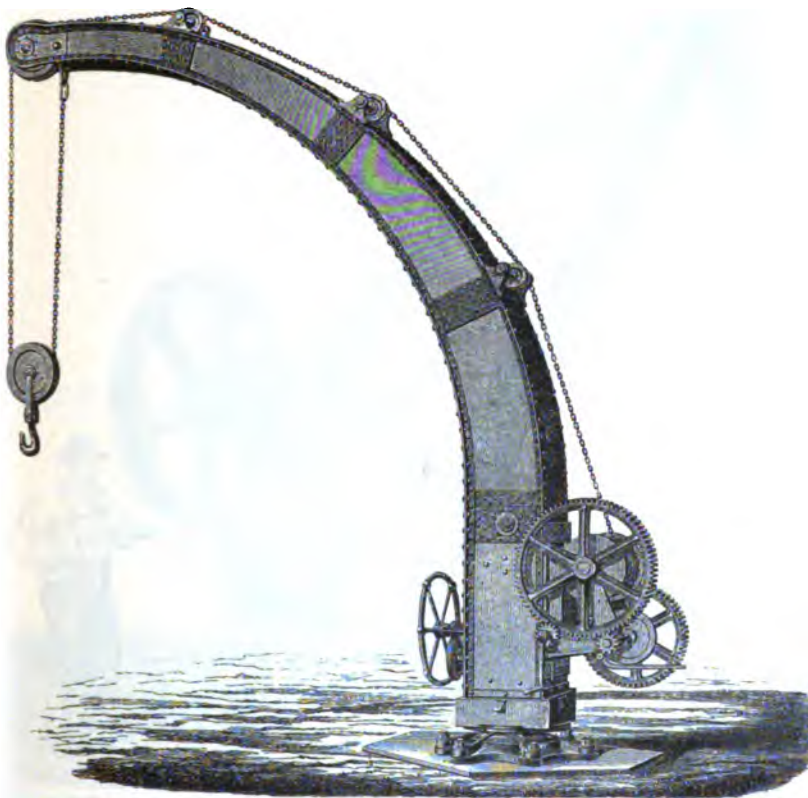


Fig. 40. Eiserner Drehkrahn (Blechkrahn) auf gemauertem Fundament.

aber ist in der gusseisernen Fundamentplatte fest und ragt über das Fundament empor. Beispiele dieser Aufstellung zeigen die Krahne in Fig. 4 und 5, Taf. XIV, Fig. 1 bis 3, Taf. XV, und Fig. 38 bis 41, Text, und die Details der Lagerung die Fig. 4 bis 6, Taf. XV, und Fig. 4 bis 8, Taf. XVI, oben mit Spurzapfen, unten mit Frictionsrollen.

Nach dem zweiten Typus ist das Krahngerüste mit der Krahnsäule in einem Stück hergestellt, letztere reicht in das Fundament herab (Schacht, daher auch Schachtkrahn) und ist unten im Spurlager und in

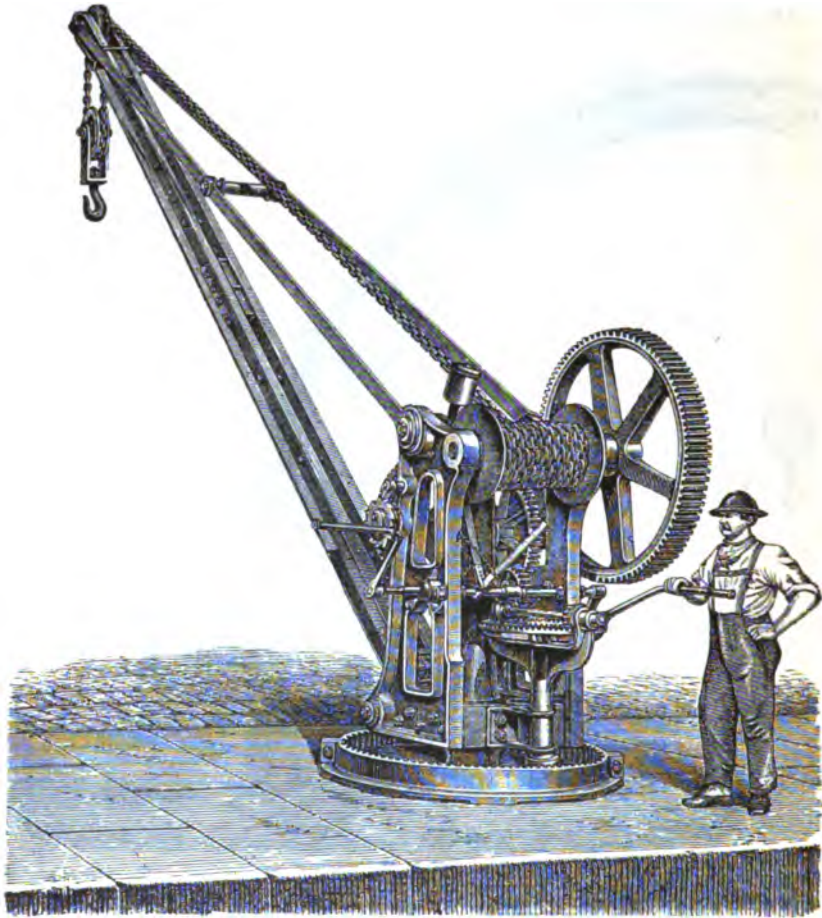


Fig. 41. Großer freistehender Krahn mit Drehung durch Getriebe und Zahnkranz.

der Höhe des äußeren Arbeitsniveaus bei kleineren Krahnen (Fig. 42, Text) in einem ausgebohrten Halslager, bei größeren Krahnen (Fig. 43, Text) dagegen mittels Frictionsrollen in dem Fundamentkranze gelagert.

Die Fig. 43, Text, gibt zugleich ein Bild eines Dampfkrahnes, bei dem das Windwerk nicht von Hand, sondern durch eine kleine, am Krahngerüste montierte Dampfmaschine angetrieben wird.

Die Krahne mit auf der Fundamentplatte fester aufwärts stehender Krahnsäule werden entweder mit ihrer Fundamentplatte auf ein gemauertes

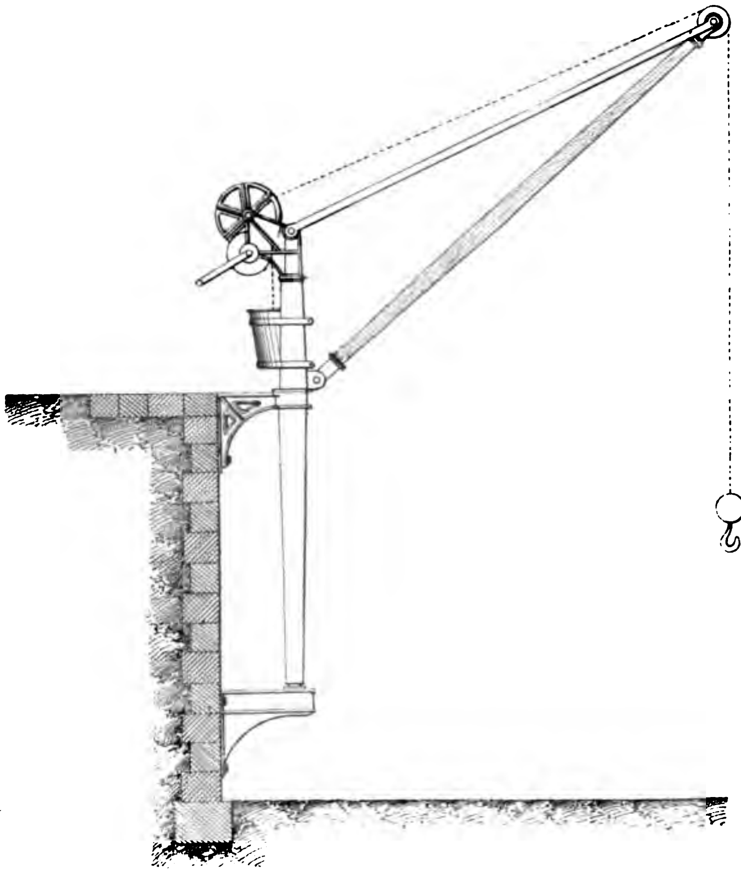


Fig. 42. Kleiner Quaikrahn mit an der Quaimauer montierten Lagern.

Fundament aus Ziegeln und Quadern aufgeschraubt, wie insbesondere in Fig. 38, Text, zu ersehen und in diesem Falle erscheint das Gewicht des Fundamentes bei der Stabilitätsberechnung mit in Betracht oder die Fundamentplatte ist recht breit ausgebildet und frei auf eine

Anschotterung gestellt, wie in Fig. 39, Text, zu ersehen und in diesem Falle erscheint nur das Gewicht der gusseisernen Fundamentplatte und ihrer Schotterfüllung bei der Stabilitätsberechnung in Betracht gezogen.

Die Drehung des Krahngerüstes erfolgt in gewöhnlichen Fällen wie beim Magazin- und Gießereikrahn durch Ziehen am Lasthaken, dagegen bei vorhandenen Niveauunterschieden am Arbeitsplatze, wie z. B.

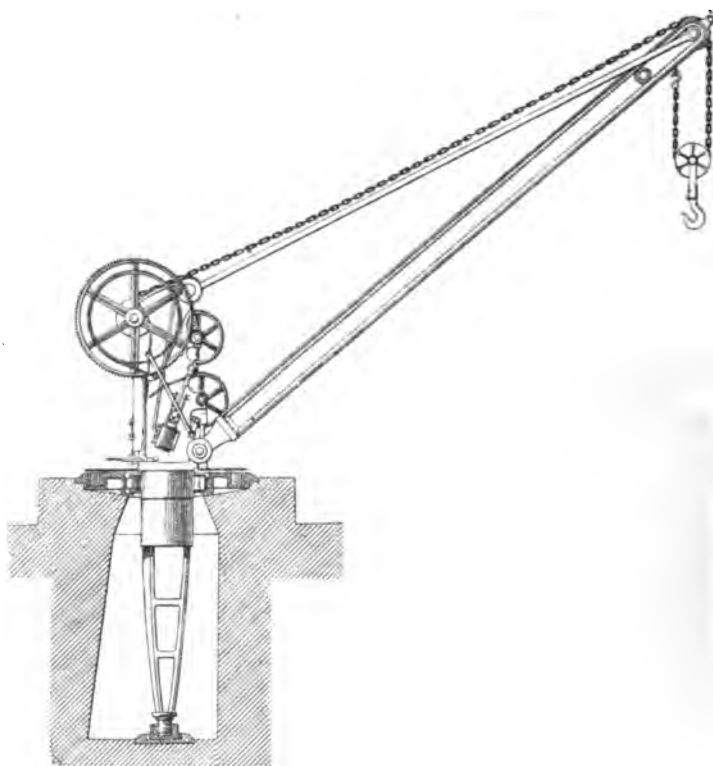


Fig. 43. Großer freistehender Krahn mit ins Fundament hinabreichender drehbarer Säule (Schachtkrahn).

bei Krahnen am Flussufer, durch Handkurbel und Räderübersetzung mit feststehendem Zahnkranze, wie insbesondere in Fig. 41, Text, zu ersehen.

Der fahrbare Krahn oder Eisenbahnkrahn stimmt principiell mit dem freistehenden Krahn mit Fundamentplatte überein, nur befindet sich hier letztere auf einem Wagengestelle und ist der Stabilität wegen

der Strebe gegenüber ein verstellbares Gegengewicht vorhanden. Zum Schutze gegen das Umkippen wird der Wagen durch Zangen an die Eisenbahnschienen angehängt und letztere werden durch übergelegte Eisenbahnschienen gegen das Aufreißen geschützt. Fig. 44, Text, zeigt einen solchen Krahn einfachster Art für die meist gebräuchliche Tragfähigkeit von 3000 *kg*.

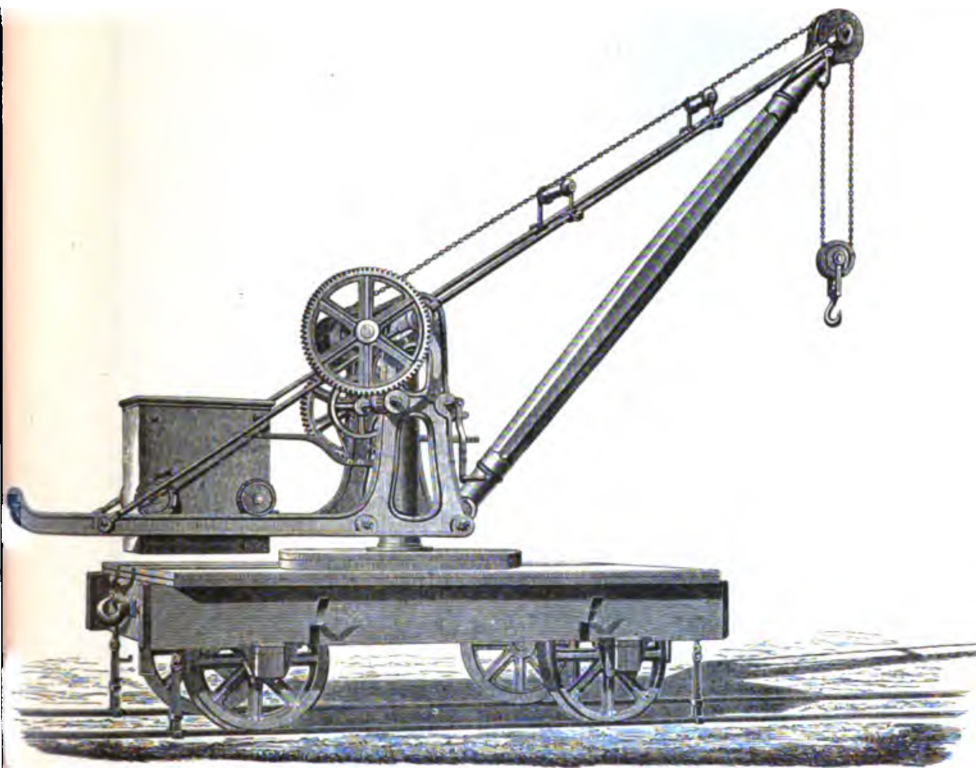


Fig. 44. Fahrbarer Krahn (Eisenbahnkrahn) für 3000 *kg* Tragfähigkeit.

Um im Eisenbahnzuge mit dem Krahn durch das Normalprofil zu können, wird die Strebe herabgelassen, sobald der Krahn auf eine andere Station befördert werden soll.

Die Laufkrahne besitzen die Einrichtung zum Heben und Senken der Last und zur Bewegung derselben horizontal nach zwei zu einander senkrechten Richtungen.

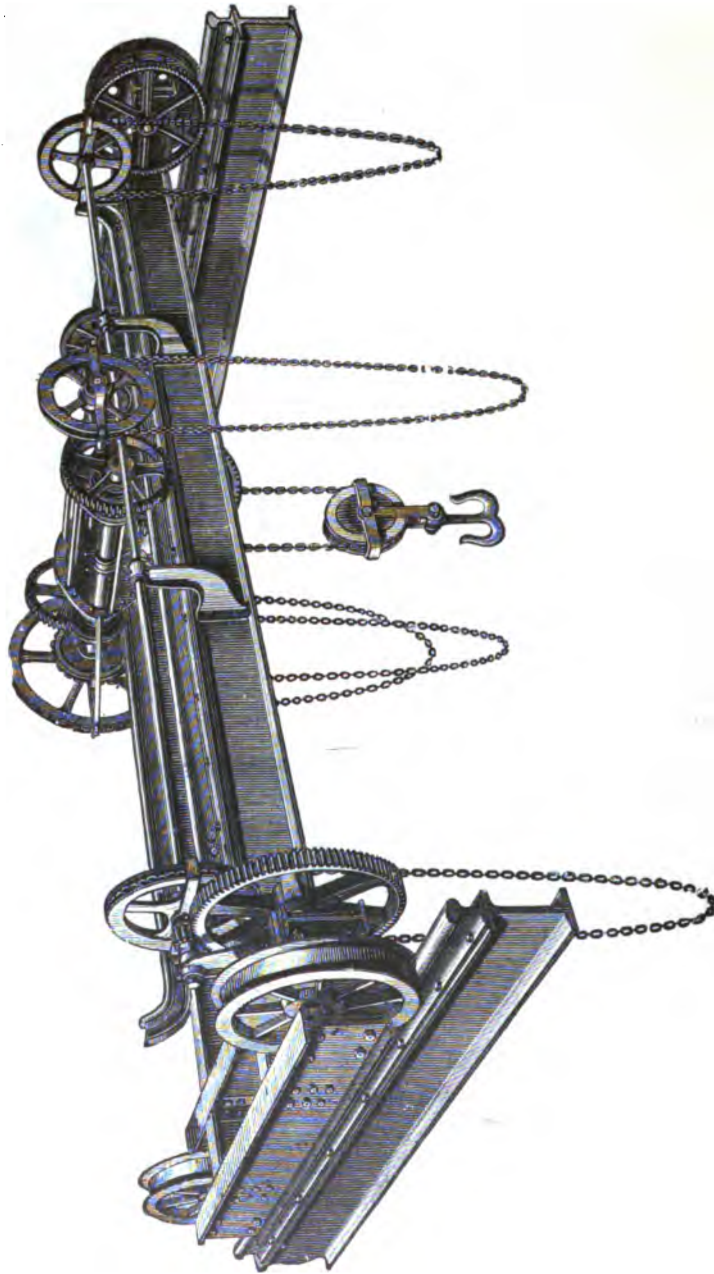


Fig. 45. Laufkrahn mit Antrieb von unten durch in den Arbeitsraum herabhängende Ketten.

Die Krahnkatze läuft auf der Krahnbrücke auf Schienen und letztere auf Eisenbahnschienen, welche durch Säulen oder Gebäudemauern gestützt, entsprechend hoch liegen.

Gewöhnlich befindet sich an der Katze ein Windwerk mit entsprechender Räderübersetzung und Handkurbeln zum Heben und Senken der Last, ferner ein Räderwerk mit entsprechender Übersetzung und Handkurbel zur Verschiebung der Katze.

Sehr häufig findet man, namentlich in kleineren Werkstätten, als Katze eine gewöhnliche Trommelwinde mit Laufrollen (Fig. 23, Text) oder eine durch Handkurbel und Zahnräderantrieb fahrbare Trommelwinde (Fig. 24, Text) verwendet, die früher als gewöhnliche Bauwinde in Anwendung stand.

Die Einrichtung der Krahnbrücke ist aus Fig. 45, Text, zu entnehmen. Dieselbe ist hier aus eisernen Trägern gebildet, sonst wohl auch häufig aus Holzbalken, welche durch Zugstangen aus Rundeisen armiert sind. Die Verbindungsstücke dieser Träger, an ihren Enden, enthalten die Lager für die vier Laufrollen der Brücke, deren zwei gegenüber stehende entweder durch eine an der Krahnbrücke hingeführte Achse direct verbunden sind oder durch eine durchlaufende Vorgelegewelle und Zahnräder gleichzeitig angetrieben werden, wie in Fig. 45, Text, um die gleichmäßige beiderseitige Verschiebung der Krahnbrücke auf den Laufschienen zu bewirken.

Der Antrieb der Brückenverschiebung erfolgt von der auf der Krahnbrücke stehenden Bedienungsmannschaft, wenn auch das Windwerk der Katze oben angetrieben wird. Weil nun aber das Auf- und Absteigen der Bedienungsmannschaft umständlich und zeitraubend ist, kommt in neuerer Zeit gewöhnlich der Kettenantrieb von unten zur Anwendung, oder, namentlich bei schweren Krahnen, der Transmissionsantrieb.

Einen Laufkrahn, bei welchem sämmtliche Bewegungen mittels Kettenrollen und herabhängende Ketten von unten ausgeführt werden und daher das Aufsteigen auf die Krahnenbrücke nur behufs Ölung der Lager und überhaupt behufs Instandhaltung der Maschine erforderlich ist, zeigt die Fig. 45, Text, im perspectivischen Bilde nach der Ausführung von Mohr & Federhaff in Mannheim. Die einzelnen Bewegungsmechanismen sind darin leicht in ihrem Zusammenhange zu verfolgen.

Bei Laufkrahnen mit oben beschäftigter Bedienungsmannschaft muss zum Schutze der letzteren ein entsprechend breiter, den Trägern

entlang laufender Fußboden mit Schutzgeländer vorhanden sein, und das Herablassen der Last mittels der Bremse bei still stehenden Handkurbeln erfolgen.

Die Laufkrahne kommen hauptsächlich in den Montierungswerkstätten der Maschinenfabriken und Eisenbahn-Reparatur-Werkstätten zur Anwendung, weil sie, nach vorgenannter Einrichtung, die ganze Grundfläche beherrschen, welche sich innerhalb der Laufschienen befindet.

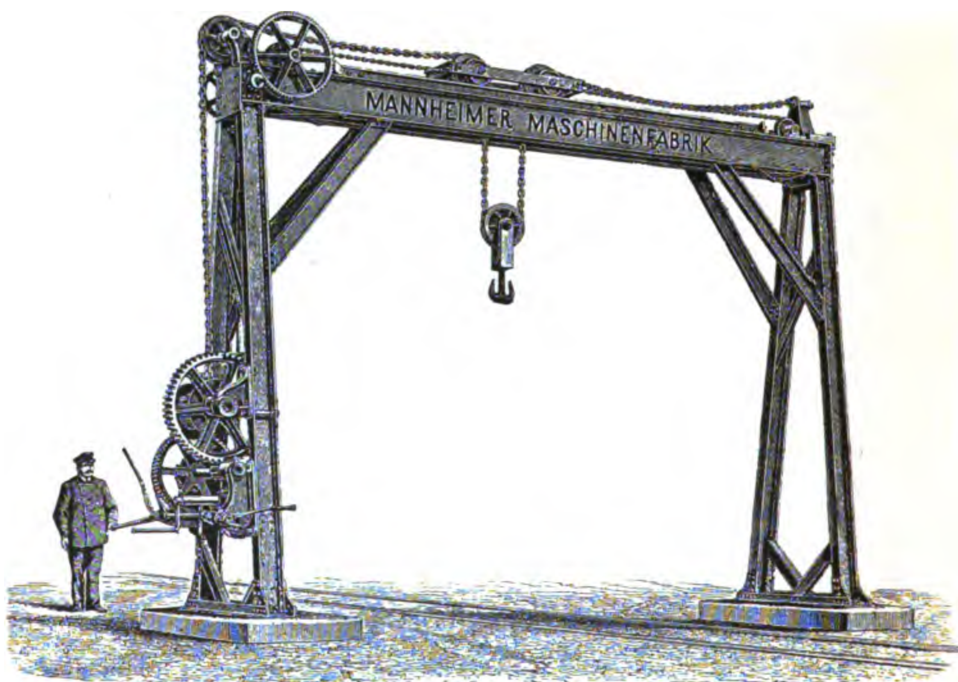


Fig. 46. Bockkrahn oder Gerüstkrahn.

Die Bockkrahne oder Gerüstkrahne haben eine Krahnkatze wie die Laufkrahne, welche auf der Krahnbrücke verschoben werden kann; letztere ruht aber auf einem auf dem Erdboden gestützten Gerüste, welches entweder auf festem Fundamente unverrückbar oder mittels Rollen auf Eisenbahnschienen verschiebbar ist. In Fig. 46, Text, ist ein auf dem Fundamente feststehender eiserner Bockkrahn von Mohr & Federhaff in Mannheim mit Antrieb von unten (wie beim Gießereikrahn) dargestellt,

welcher, abgesehen von der eigenartigen Construction des Krahngerüstes, dieselbe Einrichtung zeigt, wie sie beim Gießereikrahn vorkommt.

Bei schweren Krahnen kommt statt der gewöhnlichen Kette die Gall'sche Gelenkkette zur Anwendung.

3. **Dimensionsbestimmung.** Der Zusammensetzung des Krahnes aus dem Krahngerüste und dem Windwerke folgend, zerfällt die Dimensionsbestimmung desselben in zwei Theile und hieran schließt sich jene des Fundamentes und der Befestigungsstücke.

Die Dimensionierung des Windwerkes erfolgt bei allen vorgeführten Krahnen nach denselben Grundsätzen wie bei den Trommelwinden und Kettenradwinden und gelten hier auch die dort aufgestellten Gleichungen.

Zu diesen kommen nur noch die Wirkungsgrade der jeweilig vorhandenen fixen oder losen Rollen, eventuell eines Flaschenzuges, in Betracht, welche mit jenem der Trommelwinde multipliciert, den Wirkungsgrad des Krahnwindwerkes ergeben. Hiefür kann man den Wirkungsgrad η_r einer fixen oder losen Rolle für die bei den Krahnen fast ausschließlich zur Anwendung kommende Kette durchschnittlich mit $\eta_r = 0,96$ in Rechnung stellen.

Bezeichnet nun nach der Cotierung in Fig. 8 bis 10, Taf. XIV:
Q die zu hebende Last in Kilogramm,
T den Kettenzug des auf die Trommel auflaufenden Kettenendes in Kilogramm,
ϱ den Trommelhalbmesser bis zum Kettenmittel in Millimeter,
$z_1\ z_2\ z_3\ z_4$ die Zähnezahlen der Übersetzungsräder,
$R_1\ R_2\ R_3\ R_4$ deren Theilkreishalbmesser in Millimeter,
a den Kurbelhalbmesser in Millimeter,
K die wirklich erforderliche Kraft an beiden Kurbeln,
so ergibt sich für einfache Räderübersetzung nach Gl. (131

$$K = 1,1 \cdot \frac{\varrho}{a} \cdot \frac{z_1}{z_2} \cdot T = 1,1 \cdot \frac{\varrho}{a} \cdot \frac{R_1}{R_2} \cdot T \quad . \ . \ . \ . \ (153$$

und für doppelte Räderübersetzung nach Gl. (132

$$K = 1,2 \cdot \frac{\varrho}{a} \cdot \frac{z_1}{z_2} \cdot \frac{z_3}{z_4} \cdot T = 1,2 \cdot \frac{\varrho}{a} \cdot \frac{R_1}{R_2} \cdot \frac{R_3}{R_4} \cdot T \quad . \ . \ (154$$

Ist nur eine Leitrolle vorhanden, wie z. B. bei dem in Fig. 15, Taf. XIII, dargestellten Krahn, so ist

$$T = \frac{1}{\eta_r} \cdot Q = \frac{1}{0,96} \cdot Q \backsim 1,04 \cdot Q \quad . \ . \ . \ . \ . \ . \ (155$$

Sind zwei Rollen vorhanden, eine feste und eine lose, wie in Fig. 33, Text, und in der schematischen Fig. 8, Taf. XIV, so ist

$$T = \frac{1}{\eta_r} \cdot \frac{1}{\eta_r} \cdot \frac{Q}{2} = 1{,}04^2 \cdot \frac{Q}{2} \backsim 1{,}08 \cdot \frac{Q}{2} \quad . \; . \; . \; (156$$

Sind zwei feste und eine lose Rolle vorhanden, wie z. B. bei dem in Fig. 5, Taf. XII, und im Schema in Fig. 10, Taf. XIV, dargestellten Krahn, so ist:

$$T = \left(\frac{1}{\eta_r}\right)^3 \cdot \frac{Q}{2} = 1{,}04^3 \cdot \frac{Q}{2} \backsim 1{,}12 \cdot \frac{Q}{2} \quad . \; . \; . \; (157$$

Ist ein Flaschenzug mit n Rollen und dem Wirkungsgrad η überdies aber eine feste Rolle vorhanden, so ist:

$$T = \frac{1}{\eta_r} \cdot \frac{1}{\eta} \cdot \frac{Q}{n} \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; (158$$

Hinsichtlich der Zähnezahlen gilt dasselbe wie bei den Trommelwinden (S. 99), nur kommen hier für z_2 bei einfacher und für z_4 bei doppelter Räderübersetzung auch noch größere Zähnezahlen in Anwendung, weil diese Räder durch andere Constructionstheile in ihrer Größe nicht so eingeschränkt sind wie bei den Bauwinden.

Die Kettentrommel wird mit Kettenspur ausgeführt und die Trommellänge nach der, der Aufwindelänge entsprechenden Anzahl der Kettenwindungen bestimmt. Um nicht zu lange Trommeln zu erhalten, wählt man den Trommelhalbmesser auch größer als nach Gl. (134.

Unter Voraussetzung von 4 Männern an beiden Kurbeln mit je 16 *kg* Kraftäußerung (vergl. die nach Gl. (151 und (152 folgende Bemerkung), also für $K = 64\,kg$ geht man mit einfacher Räderübersetzung bis zu

$$T = 800 \text{ bis } 1250\,kg.$$

Darüber hinaus aber kommt doppelte oder dreifache Räderübersetzung zur Anwendung.

Gewöhnlich wird die Kraft an den beiden Kurbeln zusammen $K = 32\,kg$, beziehungsweise $K = 20\,kg$ und noch kleiner angenommen (vergl. Gl. (151 und (152).

1. Beispiel. An einem freistehenden Krahn für 3000 *kg* Tragfähigkeit nach Fig. 4 und 5, Taf. XIV, werden folgende Angaben abgenommen:

$\delta = 13\,mm$ = Durchmesser des Ketteneisens,

$D = 300\,mm$ = äußerer Trommeldurchmesser,

$a = 400\,mm$ = Kurbelhalbmesser,

$z_1 = 14 =$ Zähnezahl des Getriebes auf der Kurbelwelle,
$z_2 = 70 =$ „ „ eingreifenden Stirnrades,
$z_3 = 14 =$ „ „ Getriebes auf der zweiten Vorgelegewelle,
$z_4 = 91 =$ „ „ eingreifenden Stirnrades auf der Trommelwelle,

Wie groß ist die am Kurbelhalbmesser wirklich erforderliche Kraft K zum Heben der maximalen Last von 3000 kg?

Da hier die Last an einer losen Rolle hängt und im Strebenkopfe eine Leitrolle (fixe Rolle) vorhanden ist, so ergibt sich der Kettenzug nach Gl. (156

$$T = 1{,}08 \,.\, \frac{Q}{2} = 1{,}08 \,.\, \frac{3000}{2} = 1620\, kg.$$

In Gl. (154 ist ϱ der Trommelhalbmesser bis zum Kettenmittel also

$$\varrho = \frac{1}{2} \,.\, D + \frac{1}{2} \,.\, \delta = \frac{300}{2} + \frac{13}{2} = 156{,}5$$

und hiermit wird die Kraft an den Kurbeln

$$K = 1{,}2 \,.\, \frac{\varrho}{a} \,.\, \frac{z_1}{z_2} \,.\, \frac{z_3}{z_4} \,.\, T = 1{,}2 \,.\, \frac{156{,}5}{400} \,.\, \frac{14}{70} \,.\, \frac{14}{91} \,.\, 1620 = 23{,}4 \backsim 24\, kg.$$

2. Beispiel. Wie lang müßte bei dem im vorhergehenden Beispiele behandelten Krahn der Kurbelhalbmesser a werden, wenn die Kraft an den Kurbeln nur $K = 20\, kg$ betragen soll?

Die Gl. (132 ergibt die Länge des Kurbelhalbmessers

$$a = 1{,}2 \,.\, \varrho \,.\, \frac{z_1}{z_2} \,.\, \frac{z_3}{z_4} \,.\, \frac{T}{K}$$

und mit dem zuvor berechneten Wert

$$T = 1620\, kg$$

ergibt sich hiermit

$$a = 1{,}2 \,.\, 156{,}5 \,.\, \frac{14}{70} \,.\, \frac{14}{91} \,.\, \frac{1620}{20} = 467 \backsim 470\, mm.$$

Da im vorhergehenden Beispiele bereits

$$K = 23{,}4\, kg \text{ für } a = 400\, mm$$

berechnet ist, so wäre der zu $K_1 = 20$ gehörige Kurbelhalbmesser a, auch, wegen sonst gleich bleibender Verhältnisse einfacher erhalten worden nach der Gl.

$$a_1 = \frac{K \,.\, a}{K_1} = \frac{23{,}4 \,.\, 400}{20} = 468 \backsim 470\, mm.$$

3. Beispiel. Ein Magazinkrahn nach Fig. 15, Taf. XIII, mit Kettenradwinde soll für die Last $Q = 500\, kg$ ausgeführt werden.

Wie groß muß die Räderübersetzung werden, wenn man mit der Kraft $K = 20\, kg$ am Kurbelhalbmesser $a = 360\, mm$ die vorgeschriebene maximale Last $Q = 500\, kg$ heben soll, und welche Dimensionen müssen die Zahnräder erhalten?

Für die Last $Q = 500\, kg$ ergibt sich nach der Tabelle S. 46 der Durchmesser des Ketteneisens $\delta = 7{,}5\, mm$ und wenn eine deutsche oder langgliedrige Kette angewendet wird, die innere Gliedlänge nach Gl. (71

$$l = 3{,}5\, \delta = 3{,}5 \,.\, 7{,}5 = 26{,}25\, mm$$

ferner die innere Gliedbreite nach Gl. (72

$$b = 1{,}5\, \delta = 1{,}5 \,.\, 7{,}5 = 11{,}25\, mm$$

Sind zwei Rollen vorhanden, eine feste und eine lose, wie in Fig. 33, Text, und in der schematischen Fig. 8, Taf. XIV, so ist

$$T = \frac{1}{\eta_r} \cdot \frac{1}{\eta_r} \cdot \frac{Q}{2} = 1{,}04^2 \cdot \frac{Q}{2} \backsim 1{,}08 \cdot \frac{Q}{2} \quad . \; . \; . \; (156$$

Sind zwei feste und eine lose Rolle vorhanden, wie z. B. bei dem in Fig. 5, Taf. XII, und im Schema in Fig. 10, Taf. XIV, dargestellten Krahn, so ist:

$$T = \left(\frac{1}{\eta_r}\right)^3 \cdot \frac{Q}{2} = 1{,}04^3 \cdot \frac{Q}{2} \backsim 1{,}12 \cdot \frac{Q}{2} \quad . \; . \; . \; (157$$

Ist ein Flaschenzug mit n Rollen und dem Wirkungsgrad η überdies aber eine feste Rolle vorhanden, so ist:

$$T = \frac{1}{\eta_r} \cdot \frac{1}{\eta} \cdot \frac{Q}{n} \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; (158$$

Hinsichtlich der Zähnezahlen gilt dasselbe wie bei den Trommelwinden (S. 99), nur kommen hier für z_2 bei einfacher und für z_4 bei doppelter Räderübersetzung auch noch größere Zähnezahlen in Anwendung, weil diese Räder durch andere Constructionstheile in ihrer Größe nicht so eingeschränkt sind wie bei den Bauwinden.

Die Kettentrommel wird mit Kettenspur ausgeführt und die Trommellänge nach der, der Aufwindelänge entsprechenden Anzahl der Kettenwindungen bestimmt. Um nicht zu lange Trommeln zu erhalten, wählt man den Trommelhalbmesser auch größer als nach Gl. (134.

Unter Voraussetzung von 4 Männern an beiden Kurbeln mit je 16 *kg* Kraftäußerung (vergl. die nach Gl. (151 und (152 folgende Bemerkung), also für $K = 64\,kg$ geht man mit einfacher Räderübersetzung bis zu

$$T = 800 \text{ bis } 1250\,kg.$$

Darüber hinaus aber kommt doppelte oder dreifache Räderübersetzung zur Anwendung.

Gewöhnlich wird die Kraft an den beiden Kurbeln zusammen $K = 32\,kg$, beziehungsweise $K = 20\,kg$ und noch kleiner angenommen (vergl. Gl. (151 und (152).

1. Beispiel. An einem freistehenden Krahn für 3000 *kg* Tragfähigkeit nach Fig. 4 und 5, Taf. XIV, werden folgende Angaben abgenommen:

$\delta = 13\,mm$ = Durchmesser des Ketteneisens,
$D = 300\,mm$ = äußerer Trommeldurchmesser,
$a = 400\,mm$ = Kurbelhalbmesser,

$z_1 = 14 =$ Zähnezahl des Getriebes auf der Kurbelwelle,
$z_2 = 70 =$ „ „ eingreifenden Stirnrades,
$z_3 = 14 =$ „ „ Getriebes auf der zweiten Vorgelegewelle,
$z_4 = 91 =$ „ „ eingreifenden Stirnrades auf der Trommelwelle,

Wie groß ist die am Kurbelhalbmesser wirklich erforderliche Kraft K zum Heben der maximalen Last von 3000 kg?

Da hier die Last an einer losen Rolle hängt und im Strebenkopfe eine Leitrolle (fixe Rolle) vorhanden ist, so ergibt sich der Kettenzug nach Gl. (156

$$T = 1{,}08 \cdot \frac{Q}{2} = 1{,}08 \cdot \frac{3000}{2} = 1620\, kg.$$

In Gl. (154 ist ϱ der Trommelhalbmesser bis zum Kettenmittel also

$$\varrho = \frac{1}{2} \cdot D + \frac{1}{2} \cdot \delta = \frac{300}{2} + \frac{13}{2} = 156{,}5$$

und hiermit wird die Kraft an den Kurbeln

$$K = 1{,}2 \cdot \frac{\varrho}{a} \cdot \frac{z_1}{z_2} \cdot \frac{z_3}{z_4} \cdot T = 1{,}2 \cdot \frac{156{,}5}{400} \cdot \frac{14}{70} \cdot \frac{14}{91} \cdot 1620 = 23{,}4 \backsim 24\, kg.$$

2. Beispiel. Wie lang müsste bei dem im vorhergehenden Beispiele behandelten Krahn der Kurbelhalbmesser a werden, wenn die Kraft an den Kurbeln nur $K = 20\, kg$ betragen soll?

Die Gl. (132 ergibt die Länge des Kurbelhalbmessers

$$a = 1{,}2 \cdot \varrho \cdot \frac{z_1}{z_2} \cdot \frac{z_3}{z_4} \cdot \frac{T}{K}$$

und mit dem zuvor berechneten Wert

$$T = 1620\, kg$$

ergibt sich hiermit

$$a = 1{,}2 \cdot 156{,}5 \cdot \frac{14}{70} \cdot \frac{14}{91} \cdot \frac{1620}{20} = 467 \backsim 470\, mm.$$

Da im vorhergehenden Beispiele bereits

$$K = 23{,}4\, kg \text{ für } a = 400\, mm$$

berechnet ist, so wäre der zu $K_1 = 20$ gehörige Kurbelhalbmesser a_1 auch, wegen sonst gleich bleibender Verhältnisse einfacher erhalten worden nach der Gl.

$$a_1 = \frac{K \cdot a}{K_1} = \frac{23{,}4 \cdot 400}{20} = 468 \backsim 470\, mm.$$

3. Beispiel. Ein Magazinkrahn nach Fig. 15, Taf. XIII, mit Kettenradwinde soll für die Last $Q = 500\, kg$ ausgeführt werden.

Wie groß muss die Räderübersetzung werden, wenn man mit der Kraft $K = 20\, kg$ am Kurbelhalbmesser $a = 360\, mm$ die vorgeschriebene maximale Last $Q = 500\, kg$ heben soll, und welche Dimensionen müssen die Zahnräder erhalten?

Für die Last $Q = 500\, kg$ ergibt sich nach der Tabelle S. 46 der Durchmesser des Ketteneisens $\delta = 7{,}5\, mm$ und wenn eine deutsche oder langgliedrige Kette angewendet wird, die innere Gliedlänge nach Gl. (71

$$l = 3{,}5\, \delta = 3{,}5 \cdot 7{,}5 = 26{,}25\, mm$$

ferner die innere Gliedbreite nach Gl. (72

$$b = 1{,}5\, \delta = 1{,}5 \cdot 7{,}5 = 11{,}25\, mm$$

Für ein Kettenrad mit 5 Zähnen ist der Radhalbmesser des Kettenrades bis zum Mittel des flach aufliegenden Kettengliedes nach Gl. (68

$$r = \frac{1}{2}(l+\delta) \cdot \operatorname{cotg}\left(\frac{180^\circ}{z}\right) + \frac{1}{2}(l-\delta)\frac{1}{\sin\left(\frac{180^\circ}{z}\right)} =$$

$$= \frac{1}{2}(26{,}25+7{,}5)\operatorname{cotg} 36^\circ + \frac{1}{2}(26{,}25-7{,}5)\frac{1}{\sin 36^\circ} =$$

$$= \frac{1}{2} \cdot 33{,}75 \cdot 1{,}37638 + \frac{1}{2} \cdot 18{,}75 \cdot \frac{1}{0{,}58779} = 23{,}23 + 15{,}95 = 39{,}18 \backsim 39{,}2\,mm.$$

Durch Zeichnung findet man den Radhalbmesser bis zum Mittel des hochgestellt aufliegenden Kettengliedes gleich 41,7 *mm* und somit im Mittel

$$\varrho = \frac{1}{2}(39{,}2 + 41{,}7) = 40{,}45 \backsim 40{,}5\,mm.$$

Da hier nur eine feste Rolle am Strebenkopfe vorhanden ist, so ergibt sich der Kettenzug T nach der Gl. (155 mit

$$T = 1{,}04 \cdot Q = 1{,}04 \cdot 500 = 520\,kg$$

und für einfache Räderübersetzung nach Gl. (153

$$\frac{z_2}{z_1} = 1{,}1 \cdot \frac{\varrho}{a} \cdot \frac{T}{K} = 1{,}1 \cdot \frac{40{,}5}{360} \cdot \frac{520}{20} = 3{,}22 \backsim 3{,}3.$$

Wählt man nun die Zähnezahl des Getriebes

$$z_1 = 14$$

so ergibt sich jene des Stirnrades

$$z_2 = 3{,}3 \cdot 14 = 46{,}2 \backsim 46.$$

Nimmt man für Gusseisen nach Gl. (135

$$\psi = \frac{b}{t} = 2$$

$$S = 2{,}5\,kg/mm^2$$

so erhält man mit

$$\left(\frac{PR}{z}\right) = \frac{K \cdot a}{z_1} = \frac{20 \cdot 360}{14} = 514$$

nach der Gl. (108 oder nach der zugehörigen Tabelle S. 86 nach der Stichzahl abgerundet

$$\left(\frac{t}{\pi}\right) = 8;\ t = 25{,}133\,mm$$

und somit die Zahnbreite

$$b = \psi\, t = 2\,t = 2 \cdot 25{,}133 \backsim 50\,mm.$$

4. Beispiel. Es sind die Hauptdimensionen des Windwerkes und die Befestigungsschrauben hierzu für einen nach den Skizzen in Fig. 5 bis 16, Taf. XII, auszuführenden Magazinkrahn, für $Q = 4000\,kg$ Tragfähigkeit $3\,m$ Hubhöhe des Lasthakens zu bestimmen.

Hier kommen zwei Leitrollen und eine lose Rolle vor und es ist somit der Kettenzug nach Gl. (157

$$T = 1{,}12 \cdot \frac{Q}{2} = 1{,}12 \cdot \frac{4000}{2} = 2240\,kg$$

hiefür ergibt sich nach der Tabelle S. 46 der Durchmesser des Ketteneisens

$$\delta = 16\,mm$$

und nach Gl. (134 der Trommelhalbmesser bis Kettenmittel

$$\varrho = 10\,\delta \text{ bis } 12\,\delta,$$

welcher mit Rücksicht auf die Trommellänge L auch größer genommen werden kann und soll hier gleich diese Bestimmungsart vorgenommen werden. Es werde nun vorausgesetzt, dafs letztere 420 mm innerhalb der Trommelränder nicht überschreiten soll und dafs eine englische oder kurzgliedrige Kette angewendet werde, welche nach Gl. (70 und (72 die Dimensionen

$$l = 2{,}6\,\delta = 2{,}6 \,.\, 16 = 41{,}6\,mm$$

$$b = 1{,}5\,\delta = 1{,}5 \,.\, 16 = 24\,mm$$

erhält. Die Steigung s (Fig. 6, Taf. XII) der Kettenwindung wird sonach, wenn man 5 mm Zwischenraum zwischen den Gliedern zweier aufeinanderfolgenden Windungen läfst

$$s = b + 2\,\delta + 5\,mm = 56 + 5 = 61\,mm \backsim 60\,mm$$

und die Anzahl der Windungen n auf die Länge L der Kettentrommel, wenn eine Windung (s) mehr als erforderlich bleiben soll, und für den beiderseitigen Zwischenraum zwischen Kettenmittel und Trommelrand ebenfalls s in Abzug gebracht wird,

$$n = \frac{L - 2\,s}{s} = \frac{420 - 120}{60} = 5.$$

Weil hier der Lasthaken an einer losen Rolle angehängt erscheint, so ist die Aufwindelänge L_a der Kette gleich der doppelten Hubhöhe des Lasthakens also

$$L_a = 2 \,.\, 3000 = 6000\,mm$$

und demnach die Länge einer Kettenwindung am Trommelumfange vom Halbmesser ϱ

$$2\,\pi\,\varrho = \frac{L_a}{n} = \frac{6000}{5} = 1200\,mm$$

woraus der Trommelhalbmesser bis Kettenmittel

$$\varrho = \frac{1200}{2\,\pi} = 196 \backsim 200\,mm.$$

Demnach wird das Verhältnis

$$\frac{\varrho}{\delta} = \frac{200}{16} = 12{,}5$$

oder

$$\varrho = 12{,}5\,\delta$$

was beibehalten werden kann.

Da hier $T > 1250\,kg$, so wenden wir jedenfalls doppelte Räderübersetzung an und setzen die Kraft an den Kurbeln $K = 32\,kg$ und den Kurbelhalbmesser $a = 450\,mm$ (Gl. 152)

Hiermit ergibt die Gl. (154 die Räderübersetzung

$$\frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_4}{z_3} = 1{,}2 \,.\, \frac{\varrho}{a} \cdot \frac{T}{K} = 1{,}2 \cdot \frac{200}{450} \cdot \frac{2240}{32} = 37{,}33$$

und wenn man wählt (vergl. S. 134 und S. 99)

$$z_1 = 13$$

$$z_2 = 70$$

$$z_3 = 13$$

so erhält man hieraus

$$z_4 = \frac{37{,}33 \,.\, 13 \,.\, 13}{70} = 90{,}12 \backsim 90$$

was als passend beibehalten werden kann.

Zur Berechnung der Zahntheilung nehmen wir für die Räder z_1 und z_2, weil $z_2 < 80$ ist nach Gl. (135

$$\psi = \frac{b}{t} = 2$$
$$S = 2{,}5\, kg/mm^2$$
$$\psi \,.\, S = 5$$

und für die Räder z_3 und z_4 weil $z_4 > 80$ nach Gl. (136

$$\psi = \frac{b}{t} = 2{,}5$$
$$S = 2\, kg/mm^2$$
$$\psi \,.\, S = 5$$

und erhalten somit nach Gl. (108 oder nach der zugehörigen Tabelle S. 86 abgerundet, die Stichzahl, Theilung und Zahnbreite für die Räder z_1 z_2 wegen

$$\left(\frac{PR}{z}\right) = \frac{K \,.\, a}{z_1} = \frac{32 \,.\, 450}{13} = 1108$$
$$\frac{t}{\pi} = 9$$
$$t = 28{,}274\ mm$$
$$b = 2\,t = 56{,}5 \backsim 55\ mm$$

und für die Räder z_3 z_4 wegen

$$\left(\frac{PR}{z}\right) = \frac{T \,.\, \varrho}{z_4} = \frac{2240 \,.\, 200}{90} = 4978$$
$$\frac{t}{\pi} = 14$$
$$t = 43{,}982$$
$$b = 2{,}5 \,.\, t = 2{,}5 \,.\, 44 = 110\ mm$$

die zugehörigen Theilkreisdurchmesser ergeben sich nun der Reihe nach mit

$$D_1 = z_1 \,.\, \left(\frac{t}{\pi}\right) = 13 \,.\, 9 = 117\ mm$$
$$D_2 = z_2 \,.\, \left(\frac{t}{\pi}\right) = 70 \,.\, 9 = 630\ mm$$
$$D_3 = z_3 \,.\, \left(\frac{t}{\pi}\right) = 13 \,.\, 14 = 182\ mm$$
$$D_4 = z_4 \,.\, \left(\frac{t}{\pi}\right) = 90 \,.\, 14 = 1260\ mm.$$

Die erste Vorgelegewelle erhält für $S' = 2\, kg/mm^2$ nach der Gl. (15 oder der zugehörigen Tabelle S. 18 für

$$(PR) = K \,.\, a = 32 \,.\, 450 = 14400$$

den Durchmesser

$$d' = 33\ mm.$$

Die zweite Vorgelegewelle erhält für $S' = 2\,kg/mm^2$, ebenso für

$$(PR) = K \,.\, a \,.\, \frac{R_2}{R_1} = K \,.\, a \,.\, \frac{z_2}{z_1} = \frac{32 \,.\, 450 \,.\, 70}{13} = 77540$$

den Durchmesser

$$d' = 60\,mm.$$

Die Trommelwelle erhält für $S' = 3\,kg/mm^2$ dem Torsionsmomente

$$(P \,.\, R) = T \,.\, \varrho = 2240 \,.\, 200 = 448000$$

entsprechend, nach derselben Tabelle, wenn dieses Moment mit dem Reductionsfactor für $S' = 2$ gegen $S' = 3$, also mit $\left(\frac{2}{3}\right)$ multipliciert oder durch $\left(\frac{3}{2}\right)$ dividiert und sonach in der $(P\ R)$ Rubrik die Zahl

$$448000 \,.\, \frac{2}{3} = 298670$$

aufsucht, den Durchmesser

$$d' = 95\,mm$$

oder bei directer Berechnung ohne Benützung der Tabelle nach Gl. (13 für $S' = 3\,kg/mm^2$

$$d' = \sqrt[3]{\frac{16}{\pi \,.\, S'}} \,.\, P \,.\, R = \sqrt[3]{\frac{16}{3{,}1416 \,.\, 3}} \,.\, 448000 =$$

$$= \sqrt[3]{760500} = 91{,}3 \backsim 95\,mm.$$

Sperrad und Sperrkegel werden nach den im Capitel „Sperrwerke“ gegebenen Regeln dimensioniert und gezeichnet.

Die lose Rolle und die beiden fixen Rollen oder Leitrollen erhalten alle gleichen Rollenhalbmesser r und zwar nach Gl. (52

$$r = 10{,}5\,\delta = 10{,}5 \,.\, 16 = 168 \backsim 170\,mm.$$

Die zugehörigen Rollenachsen erhalten nach Gl. (46 den Durchmesser

$$d = 3\,\delta = 3 \,.\, 16 = 48 \backsim 50\,mm,$$

können übrigens nach Ausführung der Zeichnung nochmals nachgerechnet werden.

Ist in solcher Weise die Dimensionsbestimmung durchgeführt, so ergibt sich die Form und Dimensionierung der Windenschilde dem Gefühle nach in der Zeichnung.

Die Schrauben zur Befestigung der Windenschilde, im vorliegenden Falle an die Krahnsäule, werden so fest angezogen, dass die zwischen Windenschild und Krahnsäule entstehende Reibung zur gegenseitigen Feststellung ausreicht. Man erhält sonach, wenn man vom Eigengewichte des Windwerkes absieht, als auf Verschiebung wirkende Kraft

$$T = 2240\,kg$$

und wenn man 6 Schrauben, wie in Fig. 5, Taf. XII, gezeichnet, anwendet und den Zug einer Schraube mit P bezeichnet und hier den Reibungscoëfficient zwischen Holz und Gusseisen

$$\varphi = 0{,}5$$

in Rechnung setzt (vergl. S. 29) die Gl.

$$6 \,.\, P \,.\, \varphi = T$$

woraus

$$P = \frac{T}{6 \,.\, \varphi} = \frac{2240}{6 \,.\, 0{,}5} = 746{,}7\,kg$$

und dem entspricht nach der Tabelle der Schrauben nach Whitworths Scala (Note S. 20) die Schraube Nr. 7 oder $^7/_8$ Zoll engl.

Die Dimensionierung des Krahngerüstes erfolgt nach seiner jeweiligen Form mit Rücksicht auf die Stabilität und Festigkeit.

Bei dem in Fig. 8, Taf. XIV, in schematischer Darstellung gezeichneten Magazinkrahn, mit an der Strebe befestigtem Windwerk erhält man*) mit den der Cotierung in Fig. 8 bis 10, Taf. XIV, entsprechenden Bezeichnungen:

Q = zu hebende Last in Kilogramm,
$\mathfrak{N}_1$ = Normaldruck senkrecht zur Achse des Spurlagers im Zapfenmittel,
$\mathfrak{N}_2$ = Normaldruck senkrecht zur Achse des Kopflagers im Zapfenmittel,
$\mathfrak{N}_3$ = verticaler Achsendruck auf den Spurzapfen,
$\mathfrak{N}$ = Druck in die Krahnstrebe,
T = Kettenzug,
T_1 = von den Zugstangen auszuhaltender Zug,

---

*) Für die Stabilität des Krahnes ergibt sich, wenn man einmal den Drehpunkt im Spurlager annimmt nnd statt des Kopflagers eine Kraft $\mathfrak{N}_2$ substituiert, die den Krahn gegen das Umfallen stützt, die Momentengleichung

$$\mathfrak{N}_2 . H = Q . A + G . x$$

wenn man sodann den Drehpunkt in das obere Lager verlegt und statt des Spurlagers eine Kraft $\mathfrak{N}_1$ substituiert, die den Krahn gegen das Ausweichen stützt

$$\mathfrak{N}_1 . H = Q . A + G . x$$

und aus diesen beiden Gleichungen ergibt sich obige Gl. (159, während Gl. (160 sich aus der Erwägung ergibt, dass das Spurlager den Krahn selbst und die daran hängende Last zu stützen habe.

Ist das Windwerk an der Strebe befestigt, so müssen die Kräfte T_1 und Q ihre Resultierende in der Richtung der Strebenkraft $\mathfrak{N}$ haben und somit müssen sich ihre hierzu senkrechten Componenten gegenseitig aufheben und demnach ist, nach Fig. 9, Taf. XIV,

$$T_1 \sin \alpha = Q \sin \gamma$$

woraus sich obige Gl. (161 ergibt.

Ist das Windwerk an der Krahnsäule befestigt, so tritt auch T in Hinsicht der Aufrechterhaltung der Strebe in Wirksamkeit und es ergibt sich für das Gleichgewicht der zur Strebe senkrechten Componenten nach Fig. 9, Taf. XIV,

$$T_1 \sin \alpha + T . \sin \beta = Q . \sin \gamma$$

woraus obige Gl. (162 folgt.

In beiden Fällen wird die Strebe durch die in ihre Richtung fallenden Componenten von T T_1 und Q auf Zerknickung beansprucht, da das Windwerk doch ziemlich nahe dem Strebenfuße angebracht ist und dieser Erwägung entspricht die obige Gl. (163.

Die Gl. (164 ergeben sich aus den rechtwinkeligen Dreiecken in Fig. 8, Taf. XIV; ebenso die Gl. (170 durch Auflösung des schiefwinkeligen Dreieckes ABC in Fig. 11, Taf. XIV.

G = Eigengewicht des Krahnes in Kilogramm,
x = Entfernung des Krahnschwerpunktes O, in welchem das Eigengewicht concentriert gedacht werde, von der Drehungsachse der Säule in Millimeter,
A = Ausladung des Krahnes bis zum Lasthaken in Millimeter,
A_1 = Ausladung der Strebe in Millimeter,
H = Säulenhöhe, d. i. Entfernung der beiden Zapfenmittel in Millimeter,
h_1 = untere Schenkellänge der Krahnsäule in Millimeter,
h_2 = obere Schenkellänge der Krahnsäule in Millimeter,
q = Länge der Normalen vom Strebendrehpunkt C auf die Richtung des Kettenzuges T,
q_1 = Länge der Normalen vom Strebendrehpunkt C auf die Richtung der Zugstange T_1,
L = Länge der Strebe in Millimeter,

$$\mathfrak{N}_1 = \mathfrak{N}_2 = \frac{Q \,.\, A + G \,.\, x}{H} \quad \text{(159}$$

$$\mathfrak{N}_3 = Q + G \quad \text{(160}$$

Für den Fall, als das Windwerk an der Strebe befestigt ist (Fig. 8, Taf. XIV), ergibt sich für die Zugstangen der Zug

$$T_1 = \frac{Q \,.\, \sin\gamma}{\sin\alpha} \quad \text{(161}$$

Ist das Windwerk an der Krahnsäule befestigt (Fig. 10, Taf. XIV), so ergibt sich für die Zugstangen der Zug

$$T_1 = \frac{Q \,.\, \sin\gamma - T \,.\, \sin\beta}{\sin\alpha} \quad \text{(162}$$

In beiden Fällen ist ferner der Druck in die Strebe

$$\mathfrak{N} = T_1 \,.\, \cos\alpha + T \,.\, \cos\beta + Q \,.\, \cos\gamma \quad \text{(163}$$

und für die Bestimmung der Winkel

$$\left.\begin{aligned} q_1 &= L \,.\, \sin\alpha \\ q &= r + L \,.\, \sin\beta \\ A_1 &= L \,.\, \sin\gamma \end{aligned}\right\} \quad \text{(164}$$

Für annähernde Rechnung kann man setzen

für Magazinkrahne . . $G = 0{,}7\,Q$ bis $0{,}8\,Q$ . . . . (165

für Gießereikrahne . . $G = 1{,}1\,Q$ . . . . (166

und für beide . . . . $x = \frac{1}{4} A$ . . . . (167

Beim freistehenden Krahn bezeichnet G das Gewicht der drehbaren Theile desselben und man kann annähernd setzen:

für gewöhnliche Krahne $G = 0{,}5\ Q$ . . . . (168

für Blechkrahne . . . $G = 0{,}25\ Q$ . . . . (169

oder falls nach Fig. 11, Taf. XIV, übereinstimmend mit Fig. 10, Taf. XIV, die Seitenlängen a und b des Dreieckes ABC gegeben sind und γ aus der letzten Gleichung in Gl. (164 berechnet ist, auch

$$\left.\begin{array}{l} \operatorname{tg} \alpha = \dfrac{a \cdot \sin \gamma}{b - a \cdot \cos \gamma} \\ a = H - h_1 - h_2 - h_3 \\ b = L \end{array}\right\} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (170$$

Für die Normaldrücke $\mathfrak{N}_1 = \mathfrak{N}_2$ werden die beiden Drehzapfen der Krahnsäule als Stirnzapfen berechnet. Sind dieselben, wie gewöhnlich, aus Schmiedeisen hergestellt und bezeichnet d den Zapfendurchmesser und l die Zapfenlänge, $P = \mathfrak{N}_1 = \mathfrak{N}_2$ den Zapfendruck, so ist nach der Festigkeitslehre

$$d = \sqrt{\frac{16}{\pi S} \cdot \frac{l}{d} \cdot P} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (171$$

und man kann nehmen

$$\left.\begin{array}{l} S = 6\ kg/mm^2 \\ l = 1{,}5\ d \\ d = 1{,}125 \sqrt{P} \end{array}\right\} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (172$$

Für den Normaldruck $\mathfrak{N}_3$ wird der Spurzapfen berechnet. Ist derselbe, wie gewöhnlich, mittels Stahlplatte armiert und bezeichnet d den Durchmesser der Lauffläche, p den Flächendruck in Kilogramm auf einen Quadratmillimeter und $P = \mathfrak{N}_3$ den Normaldruck auf die Lauffläche, so ist für den vollen Zapfen

$$\frac{\pi}{4}\, d^2\, p = P \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (173$$

und man kann nehmen

$$\left.\begin{array}{l} p \lesseqgtr 1\ kg/mm^2 \\ d = \sqrt{\dfrac{4}{\pi p} \cdot P} \end{array}\right\} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (174$$

und speciell für $p = 1\ kg/mm^2$
$$\left.\begin{array}{l} \\ d = 1{,}13 \sqrt{P} \end{array}\right\} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (175$$

Für einen hohlen Zapfen auf Metallunterlage kann man den Durchmesser der Höhlung gleich dem halben äußeren Durchmesser der Lauffläche setzen und erhält dann

$$\frac{3}{4} \cdot \frac{\pi}{4} d^2 p = P \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots (176$$

woraus

$$d = \sqrt{\frac{4}{3} \cdot \frac{4}{\pi} \cdot \frac{1}{p} \cdot P} \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots (177$$

Hierbei kann man nehmen für einen Zapfen aus Stahl

$$\left.\begin{array}{l} p = 0{,}75\ kg/mm^2 \\ d = 1{,}5 \sqrt{P} \end{array}\right\} \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots (178$$

für einen Zapfen aus Schmiedeisen

$$\left.\begin{array}{l} p = 0{,}5\ kg/mm^2 \\ d = 1{,}84 \sqrt{P} \end{array}\right\} \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots (179$$

Für den Zug T_1 werden die Zugstangen berechnet. Sind deren, wie gewöhnlich, zwei aus Rundeisen vorhanden und bezeichnet d ihren Durchmesser und S die zulässige Beanspruchung in Kilogramm auf einen Quadratmillimeter, $P = T_1$ den auf sie entfallenden Zug, so ist

$$2 \cdot d^2 \frac{\pi}{4} \cdot S = P \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots (180$$

Weil nun die Zugstangen ihrer Länge nach gewöhnlich roh bleiben, so ist es angezeigt, der Sicherheit wegen S klein anzunehmen und kann man nehmen

$$\left.\begin{array}{l} S = 2 \text{ bis } 4\ kg/mm^2 \\ d = \sqrt{\frac{2}{\pi S} \cdot P} \end{array}\right\} \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots (181$$

und speciell für $S = 2\ kg/mm^2$

$$d = 0{,}56 \sqrt{P} \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots (182$$

Die Strebe wird auf Zerknickungsfestigkeit durch den Druck $\mathfrak{N}$ beansprucht und ist als an beiden Enden frei drehbar zu betrachten.

Bezeichnet

W das Trägheitsmoment des mittleren Strebenquerschnittes,
E den Elasticitätsmodul des Strebenmaterials,
L die Länge der Strebe wie vorher und
$m = 20$ den Sicherheitscoëfficienten,
$P = m \cdot \mathfrak{N}$ den der Sicherheit wegen größer in Rechnung gestellten Druck in die Strebe,

so ist nach der Festigkeitslehre

$$P = \pi^2 \cdot \frac{W \cdot E}{L^2} \quad \text{. . . . . (183}$$

und hieraus ergibt sich

$$W = \frac{P \cdot L^2}{\pi^2 \cdot E} \quad \text{. . . . . (184}$$

Den Elasticitätsmodul kann man setzen

für Schmiedeisen

$$E = 20000 \quad \text{. . . . . (185}$$

für Gusseisen

$$E = 10000 \quad \text{. . . . . (186}$$

für Holz

$$E = 1000 \quad \text{. . . . . (187}$$

Erhält die hölzerne Strebe in der Mitte ihrer Länge einen Kreisquerschnitt (Fig. 16, Taf. XII) vom Durchmesser d, so ist

$$W = \frac{\pi}{64} d^4 \quad \text{. . . . . (188}$$

und hieraus

$$d = \sqrt[4]{\frac{64}{\pi} \cdot W} = 2{,}13 \sqrt[4]{W} \quad \text{. . . . . (189}$$

Erhält die hölzerne Strebe in der Mitte ihrer Länge einen quadratischen Querschnitt von der Seitenlänge b, so wird

$$W = \frac{b^4}{12} \quad \text{. . . . . (190}$$

und hieraus

$$b = \sqrt[4]{12\, W} \quad \text{. . . . . (191}$$

Für den sehr häufig ausgeführten achteckigen Querschnitt der hölzernen Strebe, dessen umschriebener Kreis den Durchmesser d hat, ist

$$W = 0{,}04\, d^4 \quad \text{. . . . . (192}$$

und hieraus

$$d = \sqrt[4]{\frac{W}{0{,}04}} = 2{,}24 \sqrt[4]{W} \quad \text{. . . . . (193}$$

Wird die Strebe aus Gusseisen hergestellt, so erhält sie den Kreuzquerschnitt Fig. 12, Taf. XIV, von der Schenkellänge h und Dicke b und hiefür ist das Trägheitsmoment

$$W = \frac{b h^3 + b_1 h_1{}^3}{12} \quad \text{. . . . . (194}$$

Die Strebe aus Holz oder Gusseisen wird gegen die Enden zu schwächer gehalten, so dass der dem Querschnitt umschriebene Kreis 0,7 bis 0,8 vom Durchmesser des mittleren Kreises erhält.

Wird die Strebe aus Profileisen *) hergestellt, mit dem Querschnitt nach Fig. 13, Taf. XIV, so ist übereinstimmend mit Fig. 14, Taf. XIV, das Trägheitsmoment

$$W = \frac{b\,h^3 - (b - b_1)\,h_1^{\,3}}{12} \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; (195$$

In beiden letzteren Fällen ist der einfachere Vorgang bei der Dimensionsbestimmung der Strebe in der Regel der, dass man sich den Verhältnissen der Zeichnung entsprechend, dem Gefühle nach oder der Erfahrung angepasst, die Dimensionen des Querschnittes wählt, hiefür nach Gl. (194, beziehungsweise (195 das Trägheitsmoment *W* berechnet und probiert, ob hiermit der Gl. (183 entsprochen ist. Ist dies nicht gleich nach den ersten Annahmen der Fall, so wird man leicht die nöthige Dimensionsänderung erkennen. Sehr bequem ist hiefür die Benützung der Tabellen (Note S. 145).

---

*) Nachfolgende Tabellen enthalten die vom österreichischen Ingenieur- und Architekten-Verein aufgestellten Typen für gewalzte T und Doppel-T Träger, ⊏ Eisen und L Eisen mit den Bezeichnungen in Fig. 12 bis 16, Taf. XVI, nach der Zeitschrift des österreichischen Ingenieur- und Architekten-Vereines, XXXIV. Jahrg. 1882. S. 7.

Tabelle der T-Profile.

Nr. des Profils	Breite *b* (in Millimeter)	Höhe *h* (in Millimeter)	Dicke *d* (in Millimeter)	Querschnitt in Quadrat-Millimeter *f*	Gewicht per Meter in Kilogramm	Entfernung des Schwerpunktes von der Basis in Millimeter	*W* = Trägheitsmoment bezogen auf die Schwerpunkts-Achse: parallel zur Basis	*W* = Trägheitsmoment bezogen auf die Schwerpunkts-Achse: senkrecht zur Basis
3	30	23	4	196	1,5	6,5	8600	9100
4	40	31	5	330	2,6	8,6	26700	26900
5	50	39	6	498	3,9	10,8	63700	63100
6	60	46	7	693	5,4	12,6	123200	127100
7	70	54	8	928	7,2	14,7	231600	230600
8	80	62	9	1197	9,3	16,9	390400	387200
10	100	77	11	1826	14,2	20,8	923400	924000
12	120	92	13	2587	20,2	24,8	1861600	1886500
15	150	116	16	4000	31,2	31,2	4614000	4534100

Die Krahnsäule ist auf Biegung beansprucht, und sind für die gefährlichen Querschnitte die Biegungsmomente ($\mathfrak{N}_1 \, . \, h_1$) und ($\mathfrak{N}_2 \, . \, h_2$) und die anzuwendende Festigkeitsformel lautet, wenn P statt $\mathfrak{N}_1$ und $\mathfrak{N}_2$ und l statt h_1 und h_2 gesetzt wird und $Z = \frac{W}{e}$ den Querschnittsmodul vorstellt

$$Pl = S \, . \, \frac{W}{e} = S \, . \, Z \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (196$$

Hiefür wird auch die bekannte graphische Darstellung des Momentendiagrammes zur Förderung der Vorstellung dienen. Ist das Windwerk an der Krahnsäule fest, so wird hierbei unter Umständen auch der Kettenzug T in Betracht zu ziehen sein.

Für $h_1 = h_2 = o$ erhält man den Magazinskrahn ohne Säule, welcher in Fig. 10 bis 12, Taf. XI, dargestellt ist.

Die Beanspruchung S in der stärkst gespannten Faser der auf Biegung beanspruchten Säule kann man unter gewöhnlichen Verhältnissen setzen für Schmiedeisen

$$S = 5 \text{ bis } 7 \, kg/mm^2 \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (197$$

für Gusseisen

$$S = 2 \text{ bis } 3 \, kg/mm^2 \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (198$$

Tabelle der [-Profile.

Nr. des Profils	Höhe h	Breite der Flanschen b	Stegdicke δ	Flanschendicke d	Querschnitt in Quadrat-Millimeter f	Gewicht per Meter in Kilogramm	Trägheits-Moment W	Querschnitts-Modul $Z = \frac{2W}{h}$
	in Millimeter							
6	60	40	5,5	8,0	882	6,9	475100	15840
8	80	45	6,0	9,0	1182	9,2	1145400	28640
10	100	50	6,5	9,5	1477	11,5	2240200	44800
12	120	55	7,0	10,5	1848	14,4	4038800	67310
14	140	60	7,5	11,0	2205	17,2	6531700	93310
16	160	65	8,0	12,0	2648	20,7	10238300	127980
18	180	70	8,5	12,5	3068	23,9	14935100	165950
20	200	75	9,0	13,5	3582	27,9	21522600	215230
22	220	80	9,5	14,0	4064	31,7	29404100	267310
24	240	85	10,0	15,0	4650	36 3	40038800	333660
26	260	90	10,5	15,5	5195	40,5	52260400	402000
28	280	95	11,0	16,5	5852	45,6	68302100	487870
30	300	100	11,5	17,0	6459	50,4	86194400	574630

für Holz

$S = 0,5$ bis $0,7\ kg/mm^2$ . . . . (199

Beim Gießereikrahn gelten für die Stellung der Katze über dem Strebenkopfe (Fig. 6, Taf. XIV) alle vorstehenden Gleichungen, wobei der Ausleger an die Stelle der Zugstangen tritt und besondere Stützen und Nebenstreben, die zur Verhinderung der Durchbiegung der Strebe angebracht werden, außer Betracht bleiben. Die Stirnzapfen aber werden für die Auslabung A (Fig. 7, Taf. XIV) und der Ausleger auf Biegung berechnet und ist hierbei die bekannte graphische Darstellung des Momentendiagrammes für die besonderen Stellungen der Krahnkatze, der Vorstellung bezüglich dieser Beanspruchung recht förderlich.

Beim freistehenden und beim fahrbaren Krahn hat man nur noch zu beachten, dafs H die Höhe der Krahnsäule vom Mittel des Spurzapfens als Stirnzapfen, bis zum Mittel des Halszapfens bezeichnet, wie in den schematischen Darstellungen in Fig. 9 und 10, Taf. XVI, cotiert.

Die Drücke P_1 und P_2 auf die Frictionsrollen werden wie in Fig. 11, Taf. XVI, für den betreffenden Normaldruck $\mathfrak{N}_1$ graphisch bestimmt.

Tabelle der I-Profile.

Nr. des Profils	Höhe h	Breite der Flanschen b	Stegdicke δ	Flanschendicke d	Querschnitt in Quadrat-Millimeter f	Gewicht per Meter in Kilogramm	Trägheits-Moment W	Querschnitts-Modul $Z = \frac{2W}{h}$
	in Millimeter							
8	80	52	4,0	6,0	900	7,0	961000	24000
10	100	60	4,5	7,0	1230	9,6	2058000	41200
13	130	72	5,5	8,5	1850	14,4	5186000	79900
16	160	84	6,5	9,5	2510	19,6	10568000	132100
18	180	90	7,0	11,0	3090	24,1	16459000	182900
20	200	96	8,0	12,0	3710	28,9	24020000	240200
22	220	102	9,0	13,0	4400	34,3	33922000	308400
24	240	108	9,5	14,5	5140	40,1	47307000	394200
24a	240	135	9,5	14,5	5920	46,2	57275000	477300
26	260	114	10,5	15,5	5940	46,3	63394000	487600
28	280	120	11,0	17,0	6790	52,9	84297000	602100
28a	280	150	11,0	17,0	7810	60,9	101960000	728300
30	300	126	12,0	18,0	7700	60,1	108702000	724700
32	320	132	13,0	19,0	8680	67,7	138059000	862900
35	350	141	14,0	21,0	10230	79,8	194556000	1111800
40	400	156	16,0	24,0	13120	102,3	323168000	1615800

Bei dem **Laufkrahn** und **Bockkrahn** ist die Krahnbrücke auf Biegung beansprucht und darnach in bekannter Weise zu dimensionieren.

1. **Beispiel.** Bei einem Magazinkrahn nach Fig. 5, Taf. XII, für 4000 *kg* Tragfähigkeit, mit runder hölzerner Strebe wurden folgende in Fig. 10 und 11, Taf. XIV, cotierte Dimensionen abgenommen:

Länge der Strebe . . . . $L = 5200$ *mm*
Länge des Zwischenstückes der Säule . . . . $H - h_1 - h_2 - h_3 = 3130$ *mm*
Ausladung der Strebe . . . . $A_1 = 3330$ *mm*

Es ist der Durchmesser jeder der beiden Zugstangen und der mittlere und Enddurchmesser der Strebe zu bestimmen.

Weil die Kettenrollen am Kopf der Krahnstrebe und an der Krahnsäule gleiche Durchmesser erhalten, so ist die über beide laufende Kette parallel zur Zugstange und somit ist

$$\sphericalangle\, \beta = \alpha$$

und beide Winkel können aus dem Dreieck ABC Fig. 11, Taf. XIV, bestimmt werden, sobald $\sphericalangle\, \gamma$ bekannt ist. Letzterer ergibt sich aus der Gl. (164

$$\sin \gamma = \frac{A_1}{L} = \frac{3330}{5200} = 0{,}6404$$

wonach mit Hilfe der trigonometrischen Tabelle abgerundet

$$\gamma = 39^\circ\ 50'.$$

Tabelle für die Profile der gleichschenkeligen Winkel.

Schenkel-Länge L (in Millimeter)	Schenkel-Dicke d (in Millimeter)	Querschnitt in Quadrat-Millimeter f	Gewicht per Meter in Kilogramm	Schenkel-Länge L (in Millimeter)	Schenkel-Dicke d (in Millimeter)	Querschnitt in Quadrat-Millimeter f	Gewicht per Meter in Kilogramm
20	3	111	0,9	60	8	896	7,0
20	4	144	1,1	70	7	931	7,3
25	3	141	1,1	70	8	1056	8,2
25	4	184	1,4	70	10	1300	10,1
30	4	224	1,8	80	8	1216	9,5
30	5	275	2,1	80	10	1500	11,7
35	4	264	2,1	80	12	1776	13,8
35	5	325	2,5	90	9	1539	12,0
40	5	375	2,9	90	11	1859	14,5
40	6	444	3,5	90	13	2171	16,9
45	5	425	3,3	100	10	1900	14,8
45	6	504	3,9	100	12	2256	17,6
50	6	564	4,4	100	14	2604	20,3
50	7	651	5,1	120	11	2519	19,6
60	6	684	5,3	120	13	2951	23,0
60	7	791	6,2	120	15	3375	26,3

Nun sind für das Dreieck ABC (Fig. 11, Taf. XIV) zwei Seiten und der von ihnen eingeschlossene Winkel bekannt, nämlich

$$a = H - h_1 - h_2 - h_3 = 3130\ mm$$
$$b = L = 5200\ mm$$
$$\sphericalangle C = \gamma = 39^\circ\ 50'$$

und ergibt sich somit der Winkel α aus der Gl. (170

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{a \,.\, \sin \gamma}{b - a \,.\, \cos \gamma} = \frac{3130 \,.\, \sin 39^\circ\ 50'}{5200 - 3130 \,.\, \cos 39^\circ\ 50'} =$$
$$= \frac{3130 \,.\, 0{,}6404}{5200 - 3130 \,.\, 0{,}7679} = \frac{2004{,}5}{2796{,}5} = 0{,}7168$$

sonach abgerundet

$$\alpha = \beta = 35^\circ\ 40'.$$

Der Kettenzug kann hier ohne Rücksicht auf Reibungswiderstände angenommen werden

$$T = \frac{1}{2} \,.\, Q = 2000\ kg$$

und man erhält nun den Zug T_1 den die Zugstangen auszuhalten haben nach Gl. (162

$$T_1 = \frac{Q \sin \gamma - T \sin \beta}{\sin \alpha} = \frac{4000 \,.\, \sin 39^\circ\ 50' - 2000 \sin 35^\circ\ 40'}{\sin 35^\circ\ 40'} =$$
$$= \frac{4000 \,.\, 0{,}6404 - 2000 \,.\, 0{,}5830}{0{,}5830} = \frac{1395{,}6}{0{,}5830} = 2393 \sim 2400\ kg$$

Tabelle der Ω-Profile.

Nr. des Profils	Breite B	Innerer Durchmesser D	Höhe h	Fußbreite b	Kopfbreite b_1	Fußdicke d	Kopfdicke d_1	Bogendicke δ
	in Millimeter							
16	160	100	55	30	45	6	5	4
21	210	135	75	37,5	60	8,5	7,5	5
24	240	156	87	42	69	10	9	5,5
26	260	170	95	45	75	11	10	6

Nr. des Profils	Entfernung des Schwerpunktes von der Basis e in Millimeter	Querschnitt in Quadrat-Millimeter	Gewicht per Meter in Kilogramm	Trägheits-Moment W	Querschnitts-Modul $Z = W : e$ oder $Z = W : (h - e)$
16	26,6	1086	8,5	456900	16100
21	37,0	1934	15,1	1515200	39900
24	43,0	2524	19,7	2696200	61300
26	47,3	3023	23,6	3826200	80300

womit für $S = 2\ kg/mm^2$ nach Gl. (182 der Durchmesser jeder der beiden Zugstangen für $P = T_1 = 2400\ kg$

$$d = 0{,}56\sqrt{P} = 0{,}56\ .\ \sqrt{2400} = 27{,}4 \backsim 30\ mm.$$

Der Druck in die Strebe $\mathfrak{N}$ ergibt sich nun nach Gl. (163

$$\mathfrak{N} = T_1 \cos\alpha + T \cos\beta + Q \cos\gamma = 2400\ .\ \cos 35^0\ 40' +$$
$$+ 2000\ .\ \cos\ .\ 35^0\ 40' + 4000\ .\ \cos 39^0\ 50' =$$
$$= 4400\ .\ 0{,}8124 + 4000\ .\ 0{,}7679 = 6646 \backsim 6650\ kg.$$

Setzt man nun der Sicherheit wegen

$$P = 20\ .\ \mathfrak{N} = 20\ .\ 6650 = 133000\ kg$$

so ergibt die Gleichung (184 das Trägheitsmoment W des mittleren Strebenquerschnittes, wenn für Holz der Elasticitätsmodul nach Gl. (187 gesetzt wird

$$E = 1000$$

$$W = \frac{P L^2}{\pi^2\ .\ E} = \frac{133000\ .\ 5200^2}{9{,}8696\ .\ 1000} = 364383500 \backsim 364400000$$

und weil hier die Strebe einen Kreisquerschnitt erhält, so ergibt sich dessen Durchmesser d aus Gl. (189

$$d = 2{,}13\sqrt[4]{W} = 2{,}13\ .\ \sqrt[4]{364400000} \backsim 300\ mm$$

und die Strebenenden erhalten den Durchmesser

$$d_0 = 0{,}7\ d \text{ bis } 0{,}8\ d = 210\ mm \text{ bis } 240\ mm$$

wovon hier

$$d_0 = 210\ mm$$

beibehalten werden mag, um etwas leichtere Armierungsstücke zu erhalten.

2. **Beispiel.** Es sind die Dimensionen der Drehzapfen für die Krahnsäule eines Magazinkrahnes für 4000 *kg* Tragfähigkeit nach Fig. 5, Taf. XII, zu bestimmen, wenn nach der Cotierung in Fig. 10, Taf. XIV, gegeben sind:

Ausladung des Krahnes. . $A = 3600\ mm$
Höhe der Krahnsäule . . . $H = 4100\ mm.$

Schätzt man das Eigengewicht G des Krahnes nach Gl. (165

$$G = 0{,}7\ Q = 0{,}7\ .\ 4000 = 2800\ kg$$

und die Schwerpunktsentfernung

$$x = \frac{1}{4}\ A = \frac{1}{4}\ .\ 3600 = 900\ mm$$

so erhält man nach Gl. (159 die Zapfendrücke

$$\mathfrak{N}_1 = \mathfrak{N}_2 = \frac{Q\ .\ A + G\ .\ x}{H} = \frac{4000\ .\ 3600 + 2800\ .\ 900}{4100} =$$
$$= 4126{,}8 \backsim 4130\ kg$$

und hiefür wird der Durchmesser des Stirnzapfens nach Gl. (172 wenn $P = \mathfrak{N}_1 = \mathfrak{N}_2 = 4130\ kg$ gesetzt wird

$$d = 1{,}125\sqrt{4130} = 72 \backsim 75\ mm$$

und die Zapfenlänge

$$l = 1{,}5\ d = 1{,}5\ .\ 75 = 112{,}5 \backsim 110\ mm.$$

Der Zapfendruck für den Spurzapfen wird nach Gl. (160

$$\mathfrak{N}_3 = Q + G = 4000 + 2800 = 6800\ kg$$

und bei Anwendung eines vollen Spurzapfens, welcher hier wegen langsamer Drehung der Krahnsäule angewendet werden kann, mit Stahlarmierung, für den Abnützungsdruck

$$p = 1\ kg/mm^2$$

nach Gl. (175 der Zapfendurchmesser,

$$d = 1{,}13\sqrt{P} = 1{,}13\sqrt{6800} = 93{,}2 \backsim 95\ mm.$$

3. Beispiel. Es sind die Dimensionen des Gabelzapfens zur Verbindung der Strebe mit dem Säulenarmierungsstück zu bestimmen für den im vorstehenden 1. Beispiel behandelten Krahn.

Bezeichnet, wie in Fig. 8, Taf. XII, cotiert d_3 den Durchmesser und l_3 die Länge des Gabelzapfens, d und l die Dimensionen des gleichwertigen Stirnzapfens, $P = \mathfrak{R} = 6650\ kg$ die Belastung, so erhält man für $S = 7{,}5\ kg/mm^2$ nach Gl. (14

$$d = 0{,}879\sqrt[3]{P\,.\,l}$$

und wenn man der soweit ausgeführten Zeichnung in Fig. 8, Taf. XII,

$$l_3 = l = 150\ mm$$

entnimmt, so ergibt sich

$$d = 0{,}879\,.\sqrt[3]{6650\,.\,150} = 87{,}8 \backsim 90\ mm$$

und nach Gl. (35

$$\frac{d_3}{d} = 0{,}63\,.\sqrt{\frac{l_3}{l}} = 0{,}63$$

$$d_3 = 0{,}63\,.\,d = 0{,}63\,.\,90 = 56{,}7 \backsim 60\ mm$$

was beibehalten werden kann.

4. Beispiel. Ein eiserner Gießereikrahn nach Fig. 1 bis 4, Taf. XII, und Fig. 1 bis 14, Taf. XIII, für 2000 kg Tragfähigkeit erhält mit den Bezeichnungen nach Fig. 6 und 7, Taf. XIV, folgende Dimensionen:

Ausladung der Strebe.	$A_1 = 3300\ mm$
Größte Ausladung des Lasthakens .	$A = 4200\ mm$
Höhe der Krahnsäule	$H = 5800\ mm$
Untere Schenkellänge	$h_1 = 120\ mm$
Obere Schenkellänge	$h_2 = 200\ mm.$

Es sind die Dimensionen des oberen Drehzapfens der Krahnsäule und der Querschnitte der Strebe und des Auslegers zu bestimmen.

Nach Gl. (159 ist der Zapfendruck

$$\mathfrak{R}_2 = \frac{Q\,.\,A\,.+G\,.\,x}{H}$$

und wenn man nach Gl. (166 und (167 nimmt

$$G = 1{,}1\ Q = 2200\ kg$$

$$x = \frac{1}{4}\ A = \frac{1}{4}\,.\,4200 = 1050\ mm.$$

$$\mathfrak{R}_2 = \frac{2000\,.\,4200 + 2200\,.\,1050}{5800} = 1847 \backsim 1850\ kg$$

hiermit wird nach Gl. (172 der Zapfendurchmesser

$$d = 1{,}125\sqrt{P} = 1{,}125\ \sqrt{1850} = 48{,}2 \backsim 50\ mm$$

und die Zapfenlänge

$$l = 1{,}5\ d = 1{,}5\,.\,50 = 75\ mm.$$

Steht die Krahnkatze in der äußersten Stellung, wie in Fig. 7, Taf. XIV, so ist

$$A_2 = A - A_1 = 900\,mm$$

und wenn $\frac{W}{e} = Z$ der Querschnittsmodul und S die Beanspruchung pro $1\,mm^2$ des Auslegers bezeichnet, so gilt die Festigkeitsgleichung

$$Q \,.\, A_2 = S \,.\, \frac{W}{e} = S \,.\, Z$$

woraus für $S = 7\,kg/mm^2$

$$Z = \frac{Q \,.\, A_2}{S} = \frac{2000 \,.\, 900}{7} \backsim 257000.$$

Da nun der Ausleger aus zwei gleich liegenden ⊏-Trägern besteht, wie in Fig. 9, Taf. XIII, ersichtlich, so entfällt auf einen die Hälfte, nämlich

$$Z_1 = \frac{Z}{2} = 128500$$

und diesem entspricht nach der Tabelle der ⊏-Profile (Note S. 145, Tabelle S. 146) das Profil Nr. 16, mit ($Z_1 = 127980$)

Profilhöhe	$h = 160\,mm$
Flanschenbreite	$b = 65\,mm$
Stegdicke	$\delta = 8\,mm$
Flanschendicke	$d = 12\,mm$

welches als passend beibehalten werden kann.

Steht die Krahnkratze im Mittel der Strebenauslabung A_1, so ist das Biegungsmoment

$$\frac{Q \,.\, A_1}{4} = S \,.\, Z$$

und somit die dort herrschende Beanspruchung wegen nunmehr beibehaltenem

$$Z = 2 \,.\, 127980 = 255960 \backsim 256000$$

$$S = \frac{Q \,.\, A_1}{4 \,.\, Z} = \frac{2000 \,.\, 3300}{4 \,.\, 25600} = 6{,}44 \backsim 6{,}5\,kg/mm^2$$

also kleiner als bei der äußersten Stellung der Katze, somit zulässig, und das gewählte Profil kann beibehalten werden.

Für den Druck in die Strebe gilt die Gl. (163, wobei der Zug T_1 durch den Ausleger auszuhalten kommt.

Nun ist nach Fig. 1, Taf. XII, und Fig. 6, Taf. XIV, mit den früheren Bezeichnungen

$$\sphericalangle\, \alpha = \beta$$

und

$$\alpha + \gamma = 90^0$$

somit aus dem rechtwinkligen Dreieck

$$H - h_1 - h_2 = A_1 \operatorname{tg} \alpha$$

und hieraus

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{H - h_1 - h_2}{A_1} = \frac{5800 - 120 - 200}{3300} = \frac{5480}{3300} = 1{,}6606.$$

Demnach ergibt sich abgerundet

$$\alpha = \beta = 59^\circ$$
$$\gamma = 90 - \alpha = 31^\circ$$

und hiermit aus Gl. (162, wenn annähernd $T = \frac{1}{2} Q = 1000\ kg$ genommen wird

$$T_1 = \frac{Q \sin\gamma - T \sin\beta}{\sin\alpha} = \frac{2000 \,.\, \sin 31^\circ - 1000 \,.\, \sin 59^\circ}{\sin 59^\circ} =$$
$$= \frac{2000 \,.\, 0{,}5150 - 1000 \,.\, 0{,}8572}{0{,}8572} = 202\ kg$$

und nach Gl. (163 der Druck in die Strebe

$$\mathfrak{N} = T_1 \,.\, \cos\alpha + T \,.\, \cos\beta + Q \,.\, \cos\gamma = 202 \,.\, \cos 59^\circ + 1000 \,.\, \cos 59^\circ +$$
$$+ 2000 \,.\, \cos 31^\circ = 1202 \,.\, 0{,}5150 + 2000 \,.\, 0{,}8572 = 2333{,}4 \backsim 2340\ kg$$

und für Gl. (185

$$P = 20 \,.\, \mathfrak{N} = 46800\ kg$$
$$E = 20000$$

nach Gl. (184 das Trägheitsmoment des Strebenquerschnittes, mit

$$L = \sqrt{5480^2 + 3300^2} = 6400\ mm$$
$$W = \frac{P \,.\, L^2}{\pi^2 \,.\, E} = \frac{46800 \,.\, 6400^2}{9{,}8696 \,.\, 20000} \backsim 9710000.$$

In der äußersten Stellung der Katze wird der Verticaldruck auf die Strebe um den Gegendruck in der Krahnsäule

$$Q_1 = Q \,.\, \frac{A_2}{A_1} = Q \,.\, \frac{900}{3300} = 0{,}273\ Q$$

vermehrt und beträgt sonach

$$Q_2 = 1{,}273\ Q$$

und dem trägt man annähernd Rechnung, wenn man W in demselben Verhältnisse vergrößert und setzt

$$W = 1{,}273 \,.\, 971000 = 12360000.$$

Weil aber zwei gleich gestellte [-Eisen in der Strebe sind, so entfällt auf eines

$$W_1 = \frac{1}{2} W = 6180000$$

und dem entspricht (Tabelle S. 146) das Profil Nr. 14 mit dem Trägheitsmomente

$$W = 6531700$$

mit den Dimensionen

Profilhöhe	$h = 140\ mm$
Flanschenbreite	$b = 60\ mm$
Stegdicke.	$\delta = 7{,}5\ mm$
Flanschendicke	$d = 11\ mm$

Mit Rücksicht darauf, dass hier das Windwerk an der Strebe befestigt ist und diese sonach durch den Kettenzug eine Durchbiegung erfährt, ist für die Strebe ein etwas stärkeres Profil angezeigt und wird obiges Nr. 16 wie für den Ausleger beibehalten.

Die Dimensionierung des Fundamentes erfolgt mit Rücksicht auf die Stabilität, wo im allgemeinen der Druck des anschließenden Erdbodens außer Betracht bleiben kann.

Bezeichnet bei dem in Fig. 17, Taf. XVI, schematisch dargestellten Fundament eines Magazinkrahnes

G_1 das Gewicht des Fundamentmauerwerkes in Kilogramm,*)

h die Fundamenttiefe bis zu den Ankerplatten der Fundamentschrauben in Millimeter,

b die halbe Fundamentbreite, wenn das Fundament als prismatischer Körper von quadratischer Grundfläche gedacht wird, in Millimeter,

$\mathfrak{N}_3$ = Verticaldruck auf den Spurzapfen in Kilogramm,

$\mathfrak{N}_1$ = horizontaler Schub, welcher das Fundament umkippen will, in Kilogramm,

H_1 = Höhe ihres Angriffspunktes über der Fundamentsohle in Millimeter,

so erhält man für die Stabilität

$$\mathfrak{N}_1 \,.\, H_1 = (\mathfrak{N}_3 + G_1)\; b \qquad (200$$

und hieraus

$$G_1 \gtreqless \frac{\mathfrak{N}_1 \,.\, H_1}{b} - \mathfrak{N}_3 \qquad (201$$

Gewöhnlich nimmt man hiefür

$$H_1 = 2 \,.\, b \qquad (202$$

Aus G_1 ergeben sich dann bei bekanntem specifischen Gewichte des Mauerwerkes die Dimensionen b und h desselben und darnach wird das Fundament mit entsprechenden Absätzen von $^1/_2$ oder 1 Ziegelbreite vom Mittel der Höhe h nach unten breiter, nach oben schmäler als b oder von oben mit b beginnend für die Ausführung gezeichnet, wie in Fig. 18, Taf. XVI, dargestellt. Die Ankercanäle erhalten quadratischen Querschnitt mit 240—300 *mm* Seitenlänge, wenn die Fundamentschrauben nicht gleich bei Aufmauerung des Fundamentes mit eingemauert werden.

Die Größe der Auflagfläche der Spurlagerplatte auf dem Fundament und die Größe der Anlagfläche der Ankerplatten der Fundamentschrauben, sowie der Gegenplatten von Mauerschrauben ist mit Rücksicht auf den Flächendruck zu berechnen.

Bezeichnet

P den Normaldruck auf die ganze Fläche in Kilogramm,

p den Druck pro 1 mm^2 in Kilogramm,

F die Druckfläche in Quadratmillimeter,

---

*) Siehe hierüber Note S. 3.

so ist

$$P = Fp \quad \ldots\ldots \quad (203$$

und hieraus

$$F = \frac{P}{p} \quad \ldots\ldots \quad (204$$

und man kann nehmen

für Gußeisen auf Ziegelmauerwerk

$$p = 0{,}01 \text{ bis } 0{,}02 \, kg/mm^2 \quad \ldots\ldots \quad (205$$

für Gußeisen auf Quadern

$$p = 0{,}05 \text{ bis } 0{,}08 \, kg/mm^2 \quad \ldots\ldots \quad (206$$

Bezeichnet für den freistehenden Krahn ohne gemauertes Fundament (Fig. 39, Text, und Fig. 19, Taf. XVI),

G_1 das Gewicht der Fundamentplatte sammt der darauf festen Krahnsäule und der Schotterfüllung der Platte in Kilogramm,

b die halbe Fundamentbreite, wenn wieder das Fundament als prismatischer Körper von quadratischer Grundfläche gedacht wird, in Millimeter,

G das Gewicht der drehbaren Theile des Krahnes in die Entfernung x von der Drehungsachse in Kilogramm,

Q die Last in Kilogramm,

A die Ausladung des Lasthakens in Millimeter,

so erhält man für die Stabilität

$$Q \,.\, (A - b) = G_1 \,.\, b + G \,.\, (b - x) \quad \ldots\ldots \quad (207$$

woraus

$$G_1 \geqq \frac{Q\,(A - b) - G\,(b - x)}{b} \quad \ldots\ldots \quad (208$$

Dieselben Gleichungen (207 und (208 gelten auch für den freistehenden Krahn mit auf das Fundament geschraubter Platte, wenn in G_1 auch das Gewicht des Fundamentmauerwerkes eingeschlossen ist.

Die Fundamentschrauben werden in jedem Falle so stark angezogen gedacht, daſs schon durch die entstehende Reibung zwischen Fundament und Platte keine Verschiebung eintreten kann. Der auf die Fundamentschrauben oder Wandschrauben zur Befestigung des Kopflagers ausgeübte Zug läſst sich in jedem Falle leicht durch die Gleichstellung der statischen

gesetzt und mit P der Zug einer Schraube bezeichnet wird, so ergibt die Gleichung

$$\mathfrak{N}_2 = 3\,P\,.\,\varphi$$

$$P = \frac{\mathfrak{N}_2}{3\,.\,\varphi} = \frac{4130}{0,9} = 4590\,kg.$$

Dieser Zug erfordert mindestens Schrauben Nr. 16, d. i. solche von 2 Zoll engl. Durchmesser, die man als zu stark nicht ausführen wird. Hierdurch wird man darauf hingewiesen, dafs man das Kopflager nicht allein durch Wandlagerschrauben gegen seitliche Verschiebung sichern darf, sondern sich hiefür anderer Mittel bedienen mufs, nämlich der seitlichen Verstrebung des Kopflagers. Eine solche vorausgesetzt, kann man übereinstimmend mit den Fundamentschrauben Nr. 11 d. i. $1^3/_8$ Zoll engl. anwenden.

Die Gegenplatte mufs nach Gl. (204 wenn $p = 0{,}02\,kg/mm^2$ nach Gl. (205 gesetzt wird, eine Anlagfläche erhalten von

$$F = \frac{\mathfrak{N}_2}{p} = \frac{4130}{0{,}02} = 206500\ mm^2.$$

4. Beispiel. Ein freistehender Krahn für 3000 kg Tragfähigkeit mit feststehender Säule und auf das Fundament geschraubter Platte, welche zusammen 800 kg Gewicht aufweisen, erhält 6 Fundamentschrauben, so dafs stets deren zwei in der Entfernung b_1 vom Säulenmittel und zwei im Säulenmittel wirkend gedacht werden können, wie in Fig. 10, Taf. XVI, cotiert. Die Ausladung beträgt

$$A = 3600\ mm$$

und die Entfernung der Fundamentschrauben

$$b_1 = 650\ mm.$$

Wie stark sind die Fundamentschrauben zu machen?

Schätzt man das Eigengewicht der drehbaren Theile und seinen Hebelarm nach Gl. (167 und (168

$$G = 0{,}5\ Q = 1500\ kg$$

$$x = \frac{1}{4}\ A = 900\ mm$$

setzt ferner

$$G_2 = 800\ kg$$

und bezeichnet mit P den Zug einer der stärkst gespannten Schrauben, indem man voraussetzt, dafs jene im Säulenmittel nur halb so stark gespannt werden als die äußeren; setzt man ferner der Einfachheit wegen voraus, dafs die Krahnplatte um eine durch das Mittel der äußeren Schrauben gehende Gerade kippen will, so erhält man für die Stabilität die Gleichung:

$$Q\,.\,(A - b_1) + G\,.\,(x - b_1) = G_2\,.\,b_1 + P\,.\,b_1 + 2\,P\,.\,2\,b_1$$

woraus

$$P = \frac{Q\,(A - b_1) + G\,(x - b_1) - G_2\,b_1}{5\,b_1} =$$

$$= \frac{3000\,.\,2950 + 1500\,.\,250 - 800\,.\,650}{5\,.\,650} = 2740$$

und dem entspricht die Schraube Nr. 13 oder $1^5/_8$ Zoll englisch.

5. Beispiel. Für den freistehenden Krahn des vorhergehenden 4. Beispieles sind die Dimensionen des Fundamentes zu bestimmen, welches oben und unten aus Quadern, dazwischen aus Ziegelmauerwerk besteht.

Es ist nach Gl. (208 wenn $G_1 + G_2$ statt G_1 gesetzt wird

$$G_1 = \frac{Q\,(a-b) - G\,(b-x)}{b} - G_2$$

und wenn man schätzungsweise annimmt

$$b = 0{,}25\ A = 0{,}25 \,.\, 3600 = 900\ mm$$

auch

$$G_1 = \frac{3000 \,.\, 2700}{900} - 800 = 8200\ kg.$$

Rechnet man nun b und h in Decimetern und nimmt für das Fundament pro 1 dm^3 das mittlere Gewicht (Note S. 3)

$$p = \frac{1{,}5 + 2{,}35}{2} = 1{,}9\ kg$$

so ist

$$4\,b^2 \,.\, h \,.\, p = G_1$$

und hieraus die Fundamenthöhe

$$h = \frac{G_1}{4\,b^2 \,.\, p} = \frac{8200}{4 \,.\, 9^2 \,.\, 1{,}9} = 13{,}3\ dm \backsim 14\ dm$$

oder in Millimetern ausgedrückt

$$h = 1400\ mm$$

was beibehalten oder auch zu Gunsten der Breite b etwas vergrößert werden kann.

4. Herstellung der Krahne. Bezüglich des Krahnwindwerkes gilt im Wesentlichen dasselbe, wie bei den Trommelwinden, nur wird hier gewöhnlich die Kette angewendet und die Trommel mit schraubenförmiger Kettenspur gegossen und in ihrer Länge der Aufwindelänge der Kette angepaßt, um möglichst eine Verwicklung der Kettenglieder und sohin für den Bestand der Kette nachtheilige Stöße zu vermeiden. Bezüglich der festen und losen Rollen und des Hakens gilt alles wie bei den Flaschenzügen, desgleichen bezüglich der gezahnten Kettenrollen der Gießereikrahne. Bei der Montierug des Windwerkes ist auf möglichst leichte Beweglichkeit aller beweglichen Theile zu sehen. Die Windenschilde werden hierzu der Sicherheit wegen passend gleichzeitig gebohrt.

Gußeiserne Armierungsstücke des Krahngerüstes werden am besten nur durch gleichgerichtete Schrauben an das anschließende Stück angeschraubt, um ein Verziehen durch das aufeinanderfolgende Anziehen der einzelnen Schrauben zu vermeiden.

Bei der Aufstellung feststehender Krahne mit drehbarer Säule ist durch Benützung des Senkels und der Wasserwage für möglichst genaue Verticalstellung der Drehungsachse zu sorgen, bei den Laufkrahnen und Bockkrahnen müssen die Laufschienen mit Hilfe der Wasserwage horizontal und beiderseits gleich hoch montiert und gehörig befestigt werden, um auch gegen seitliches Ausweichen geschützt zu sein.

Wird das Krahngerüste aus Holz hergestellt, so ist rechtzeitig dafür vorzusorgen, um möglichst trockenes Holz hiefür zu beschaffen. Für die Auswahl der Profile gewalzter Träger bedient man sich am besten der vom österreichischen Ingenieur- und Architekten-Verein aufgestellten Typen (Note S. 145), eventuell der besonderen Verzeichnisse jener Eisenwerke, welche man für die Lieferung in Aussicht genommen hat. Für die Gewichtsberechnung bei Kostenvoranschlägen dienen die dort ausgerechneten Gewichte pro laufenden Meter als Grundlage.

Hinsichtlich der Ketten sei noch bemerkt, dass nur probierte Ketten in Verwendung genommen werden sollen.

Das Fundamentmauerwerk wird der Solidität wegen mit Cement ausgeführt und die Fundamentplatte, nachdem sie mit Hilfe der Wasserwage gehörig horizontal gestellt ist, mit Cement untergossen, um solide Auflage zu erhalten. Die Löcher für die Fundamentschrauben werden in die Quadern vor deren Versetzung mittels Stoßbohrer rund gebohrt (50 bis 70 *mm* Durchmesser) und im Mauerwerk beim Mauern viereckig (80 bis 120 *mm* Quadratseite) ausgespart, wie in Fig. 18, Taf. XVI, gezeichnet, wozu man sich am besten eines übergelegten Lattenrahmens mit eingebohrten Löchern bedient. Damit beim Bohren der Stein nicht ausspringt, soll das Lochmittel der Fundamentschrauben mindestens 150 bis 200 *mm* von der Steinkante entfernt angebracht werden und wegen der Aufmauerung mindestens eine Ziegelbreite (150 *mm*) von der äußeren Mauerfläche bis zum quadratischen Fundamentschraubenloch vorhanden sein.

VI. Die Pumpen.

1. Zweck und Arten der Pumpen. In der gewerblichen und industriellen Praxis finden die Pumpen Anwendung zur Speisung der Dampfkessel, zur Wasserhebung im allgemeinen und insbesondere zur Förderung des Wassers aus dem Brunnen in ein Reservoir, zur Erhaltung des Vacuums im Condensator durch Fortschaffung des warmen Wassers, des Dampfes und der Luft, als Gemisch aus dem Condensationsraum der Condensationsdampfmaschinen; endlich in besonderer Ausführung, zur Beschaffung des Druckwassers beim Betrieb der hydraulischen Pressen.

Ihrem Zwecke nach werden die Pumpen besonders benannt, und zwar Speisepumpen, Pumpen zur Wasserhebung, Luftpumpen, Presspumpen.

In Hinsicht der Construction unterscheidet man Kolbenpumpen, Dampfstrahlpumpen oder Injectoren, kolbenlose Dampfpumpen oder Pulsometer, Centrifugalpumpen und Rotationspumpen oder rotierende Pumpen.

Die Kolbenpumpen werden unterschieden in einfach wirkende und doppelt wirkende, je nachdem die Wasserförderung nur während des Kolbenhinganges oder beim Hin- und Hergange des Kolbens erfolgt. Nach der Kolbenform werden die einfach wirkenden unterschieden in Pumpen mit Plungerkolben, Tauchkolben oder Mönchskolben und endlich solche mit Ventilkolben oder durchbrochenen Kolben. Die doppeltwirkenden in Pumpen mit Metallkolben, d. i. Kolben mit Dichtungsringen aus Metall, Pumpen mit Lederkolben, endlich Pumpen mit Hanfkolben, d. i. solche mit Hanflieberung zur Abdichtung des Kolbens.

Mit Rücksicht auf den Antrieb der Kolbenpumpen unterscheidet man Handpumpen, d. i. solche mit Antrieb durch Handhebel oder Handkurbel, Schwungrad und Räderübersetzung; Transmissionspumpen, d. i. solche, welche mittels Excenter von der Schwungradwelle einer Dampfmaschine oder von einer Transmissionswelle direct angetrieben werden und Pumpen mit Excenterantrieb heißen, ferner solche, welche mittels Excenter oder Kurbel und Riemenscheibe von der Transmission betrieben werden und Pumpen mit Riemenantrieb heißen, endlich solche mit Antrieb durch Riemen und Räderübersetzung; Dampfpumpen, d. i. solche, bei welchen die Bewegung des Pumpenkolbens vermittels der gemeinsamen Kolbenstange und eines Dampfkolbens durch Dampfdruck erfolgt. Eine besondere Art der Dampfpumpen sind die zur Abhaltung des Wassers von den Arbeitsräumen der Bergwerke dienenden Pumpen, die sogenannten Wasserhaltungsmaschinen.*)

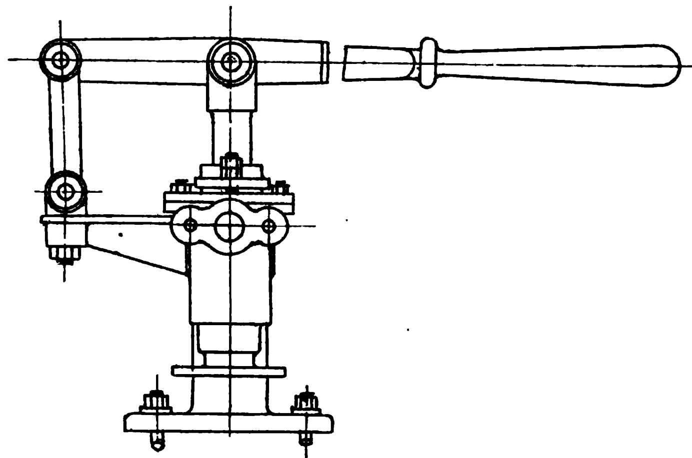
2. Hauptheile der Pumpen und Wirkungsart derselben. Bei Betrachtung der Hauptheile der Pumpen ist es am zweckmäßigsten, der Eintheilung in Hinsicht der Construction zu folgen und darnach sind selbe nachfolgend aneinander gereiht.

---

*) Die Wasserhaltungsmaschinen sind ausführlich behandelt in: Weisbach-Herrmann, Ingenieur- und Maschinenmechanik, und A. Riedler, Indicator-Versuche an Pumpen und Wasserhaltungsmaschinen.

Eine als Kesselspeisepumpe zu verwendende Handpumpe zeigen die Fig. 47 und 48, Text, in Ansicht und Durchschnitt. Sie besteht aus dem Pumpencylinder mit der Stopfbüchse, dem Plungerkolben mit dem zu seiner Bewegung dienenden Handhebel, der wegen der geradlinigen Bewegung des Kolbens erforderlichen Lenkstange und dem an den Pumpencylinder angeschraubten Ventilgehäuse, in welchem sich das Saugventil und darüber das Druckventil befindet; jedes Ventil ist durch einen Anschlag im Hub begrenzt. Dieser Anschlag ist für das Druckventil am Deckel des Ventilgehäuses und für das Saugventil am Druckventile selbst

Fig. 47. Ansicht.



Handpumpe. (Fig. 47 und 48.)

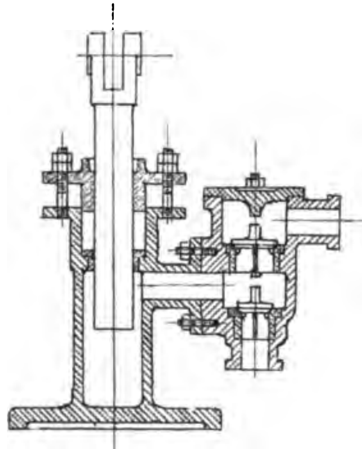
angebracht. Die aus Metall hergestellten Ventile sind conisch auf ihre ebenfalls aus Metall hergestellten Ventilsitze aufgeschliffen. An das Ventilgehäuse wird unter dem Saugventil das Saugrohr, über dem Druckventil das Druckrohr angeschraubt.

Die Stopfbüchse erhält gewöhnlich Hanfpackung zur Dichtung (Hanfstopfbüchse). Die conisch eingeschliffenen Kegelventile sind der leichteren Instandhaltung wegen den Kugelventilen vorzuziehen, falls nicht die eventuell unvermeidliche Schiefstellung des Ventilgehäuses die Anwendung des Kugelventiles erforderlich macht, da sich das Kegelventil in diesem Falle möglicherweise klemmen könnte.

Wird der Pumpenkolben mittels des Handhebels aufwärts gezogen,

so entsteht unter demselben ein luftverdünnter Raum und infolge dessen wird das Saugventil durch das vermöge des äußeren Luftdruckes im Saugrohr nach aufwärts getriebene Wasser geöffnet und der Pumpencylinder mit Wasser gefüllt. Beim darauf folgenden Abwärtsgang des Kolbens fällt zuerst das Saugventil auf seinen Sitz zurück, wobei ein gewisser Wasserverlust eintritt, welcher um so größer ist, je größer der Ventilhub, daher dieser nur so groß sein soll, als unbedingt nothwendig; hierauf öffnet sich das Druckventil und das Wasser tritt aus dem Cylinder in das Druckrohr und durch dieses in den zu speisenden Dampf-

Fig. 48. Durchschnitt.



Handpumpe. (Fig. 47 und 48.)

kessel. Bei ganz eingeschobenen Kolben bleibt noch Wasser im Pumpencylinder im sogenannten schädlichen Raum, welcher mit Rücksicht auf den Luftgehalt des Wassers möglichst klein gemacht werden soll.

Handpumpen werden gewöhnlich nur bei kleineren Dampfkesseln als Speisepumpen verwendet, bei größeren Kesseln finden sie nur als Nothpumpen Anwendung oder dazu, um den Kessel nach dem Kesselputzen frisch zu füllen.

Der Pumpencylinder ist entweder unten oder seitlich mit Flanschen versehen, zur Befestigung am Wasserreservoir oder an sonst geeigneter Stelle und kann mit seiner Achse auch horizontal liegen, wenn nur das Ventilgehäuse so angeschraubt ist, dass die Ventile sich vertical bewegen und ihre Sitzflächen horizontal liegen.

In Fig. 49, Text, ist eine als Preßpumpe und Probierpumpe für die Druckprobe der Dampfkessel gebräuchliche ebenfalls einfach wirkende Handpumpe mit Manometer, Sicherheitsventil und verstellbarem Hebeldrehbolzen für wechselnde Hebelübersetzung dargestellt.

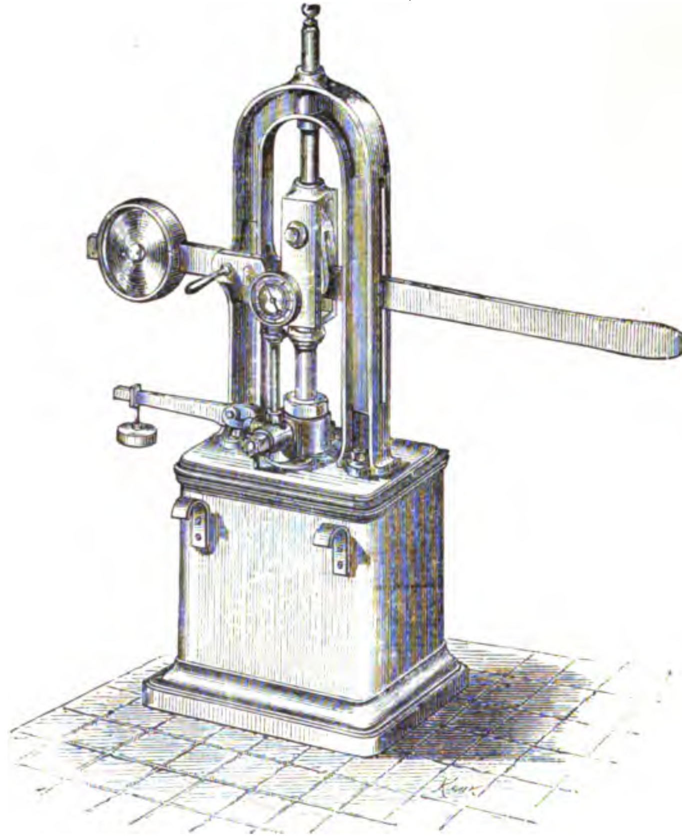


Fig. 49. Transportable Preßpumpe.

Ein einfaches Beispiel einer Handpumpe zur Wasserhebung bildet die allgemein angewendete Brunnenpumpe, gewöhnlich mit Holzröhren, Ventilkolben mit Lederabdichtung und mittelst herabhängender Zugstange vertical auf und nieder bewegtem Hebel.

Handpumpen mit Antrieb durch Handkurbeln und Schwungrad zeigen die Fig. 50 und 51, Text, erstere eine eincylindrige,

Fig. 50.

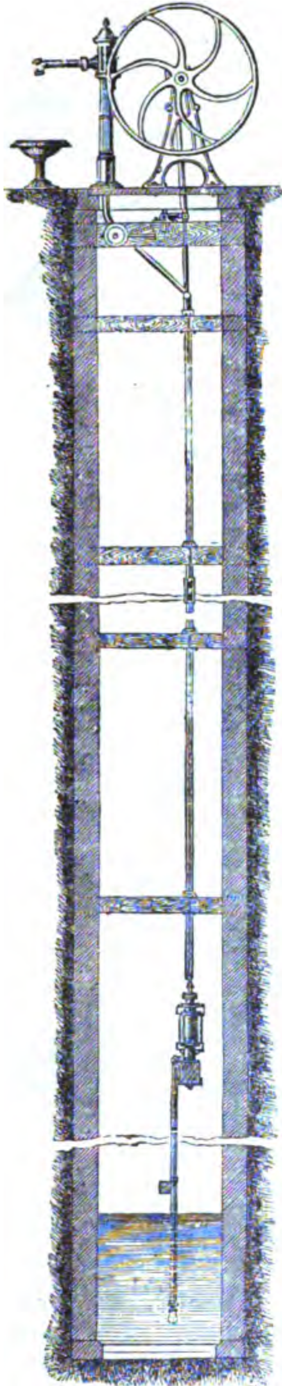
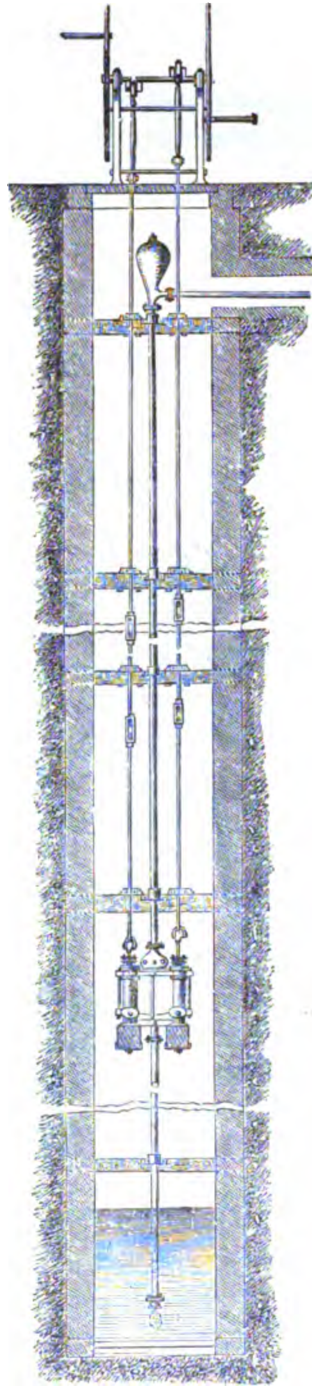


Fig. 51.



Handpumpen mit Antrieb durch Handkurbeln und Schwungrad.

letztere eine zweicylindrige. Fig. 1, Taf. XVII, zeigt die Aufstellung einer doppeltwirkenden Handpumpe mit Antrieb durch Hand-

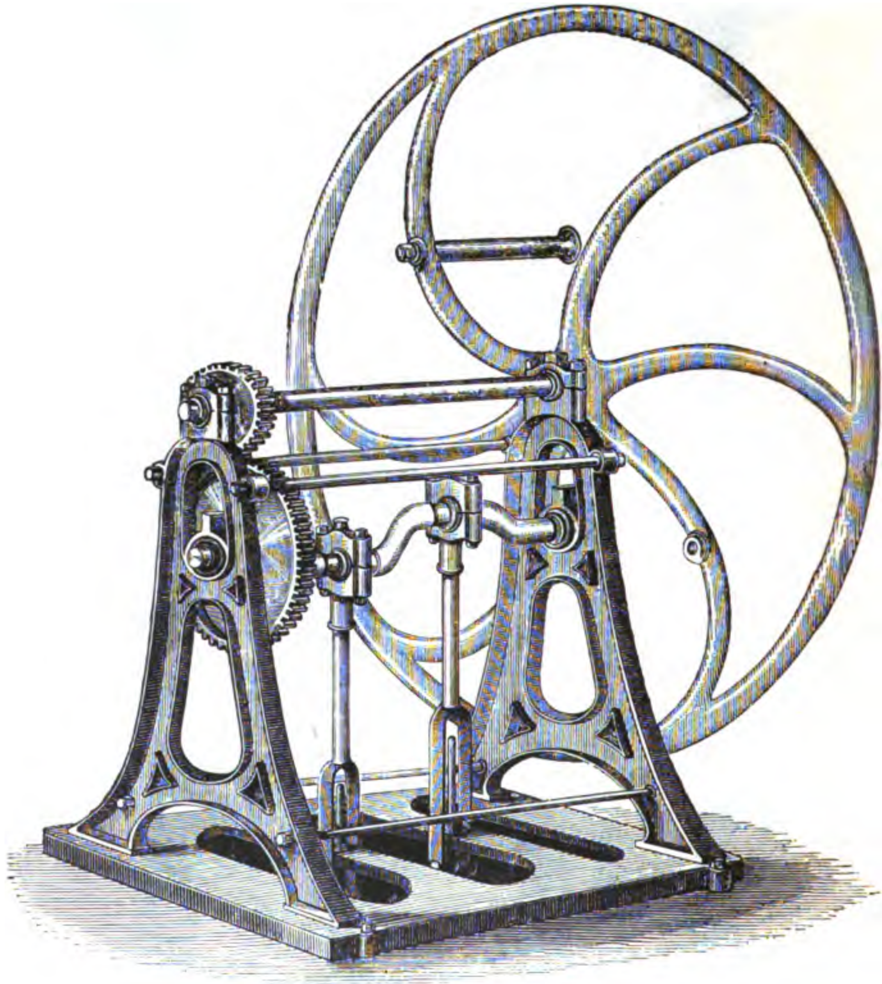


Fig. 52. Pumpenantrieb mit Handschwungrad und Räderübersetzung für eine zweicylindrige Pumpe.

kurbeln, Schwungrad und Räderübersetzung für große Förderhöhen, Fig. 2, Taf. XVII, den Verticalschnitt, Fig. 3, Taf. XVII,

den Horizontalschnitt durch den Pumpencylinder und die Ventilkästen mit Kautschuk- oder Lederklappenventilen, Fig. 4, Taf. XVII, den Durchschnitt des Saugkorbes mit dem selbstthätigen Abschlussventil und die Fig. 1 bis 3, Taf. XVIII, die Details des Antriebes für zwei Cylinder

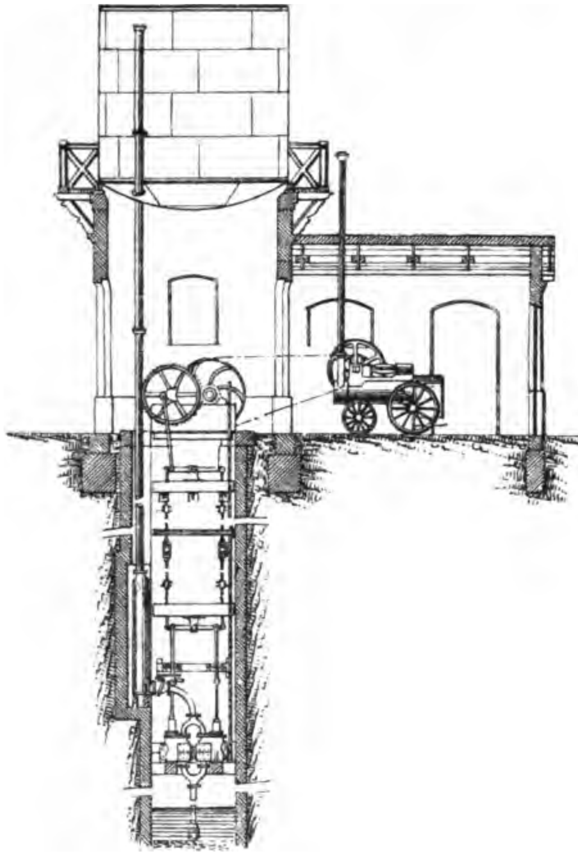
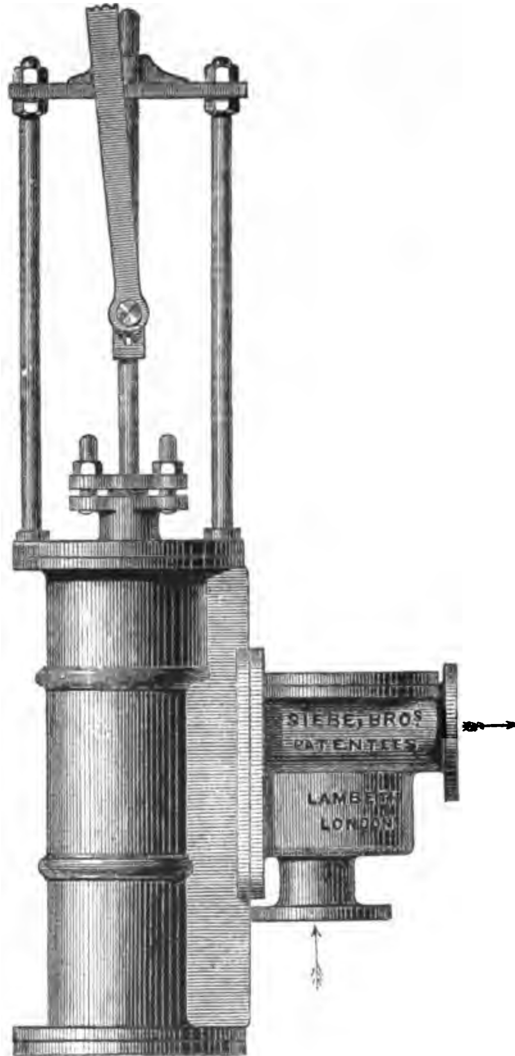


Fig. 53. Pumpe zur Wasserhebung auf große Förderhöhen mit Balancier-Gestänge.

mit zwei Stirnkurbeln. Der Saugkorb dient zur Abhaltung der Unreinigkeiten des Wassers und das selbstthätige Abschluss- oder Saugventil im Saugkorbe ist erforderlich, um die Pumpe nach ihrer Aufstellung in Gang setzen zu können, da hierzu die Füllung des Saugrohres mit Wasser zur Verdrängung der Luft aus demselben nothwendig ist.

Fig. 54.

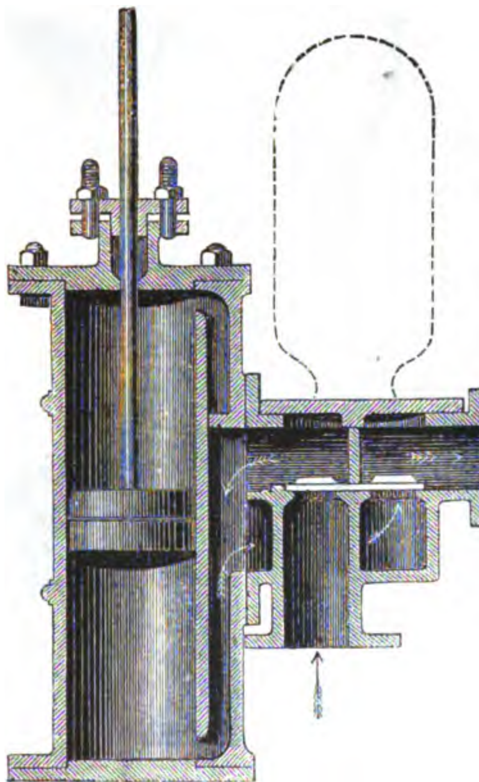


Doppeltwirkende Kolbenpumpe mit Kautschuk- oder Lederklappenventilen.
(Fig. 54 und 55.)

Fig. 52, Text, zeigt die perspectivische Ansicht des Antriebes für eine zweicylindrige Pumpe mit doppelt gekröpfter Kurbelwelle.

Die lange Kolbenstange (Fig. 1, Taf. XVII) ist aus Gasrohr hergestellt und zwischen paarweise in verschiedener Höhe angeordneten Leitrollen gerade geführt. Es können jedoch statt einer so langen Kolbenstange auch horizontale doppelarmige Hebel (Balancier) angewendet werden, welche an ihren gleichliegenden Enden unter einander durch Zugstangen verbunden sind, deren oberster von der kurzen Schubstange des Antriebes bewegt wird und deren unterster ebenfalls mit einer kurzen Schubstange die Kolbenstange bewegt (Balancier-Gestänge). Letztere An-

Fig. 55.

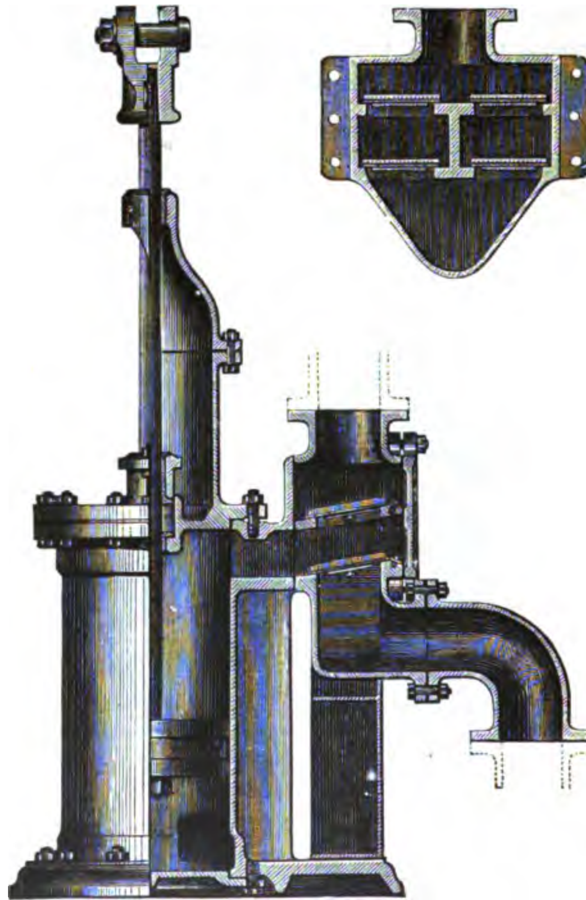


Doppeltwirkende Kolbenpumpe mit Kautschuk- oder Lederklappenventilen. (Fig. 54 und 55.)

ordnung zeigt die durch Riemen von einer Locomobile betriebene Pumpe einer Eisenbahn-Wasserstation Fig. 53, Text. In Fig. 54 und 55, Text,

ist eine andere Anordnung des Ventilgehäuses solcher doppeltwirkender Brunnenpumpen gezeichnet. Hierbei liegen die vier Ventile in gleicher Höhe nebeneinander, durch Scheidewände getrennt im Ventilgehäuse, wie

Fig. 56. Fig. 57.



Doppeltwirkende Pumpe mit Lederklappenventilen.
($D = 262\,mm$; $s = 366\,mm$; $D_1 = 116\,mm$; $n = 45$; $Q = 95\,m^3$.)

durch Verfolgung der Pfeile in Fig. 55, Text, leicht vorstellbar. Die Anordnung ist recht compendiös. Durch Abnehmen des aufgedichteten Deckels vom Ventilgehäuse sind sofort sämmtliche Ventile zugänglich.

Fig. 56 und 57, Text, zeigen eine ähnliche Anordnung der Ventile, jedoch mit übereinander liegenden Saug- und Druckventilen. Pumpen letzterer Art mit Lederklappenventilen eignen sich besonders zum Fördern großer Wassermassen durch Transmissionsbetrieb.

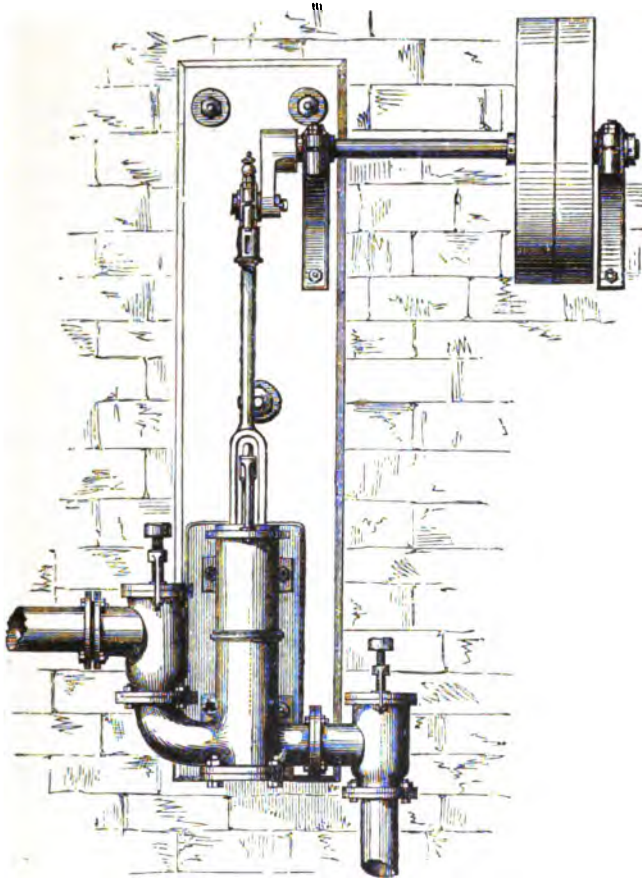


Fig. 58. Transmissionspumpe mit Antrieb durch Kurbel und Riemenscheibe.

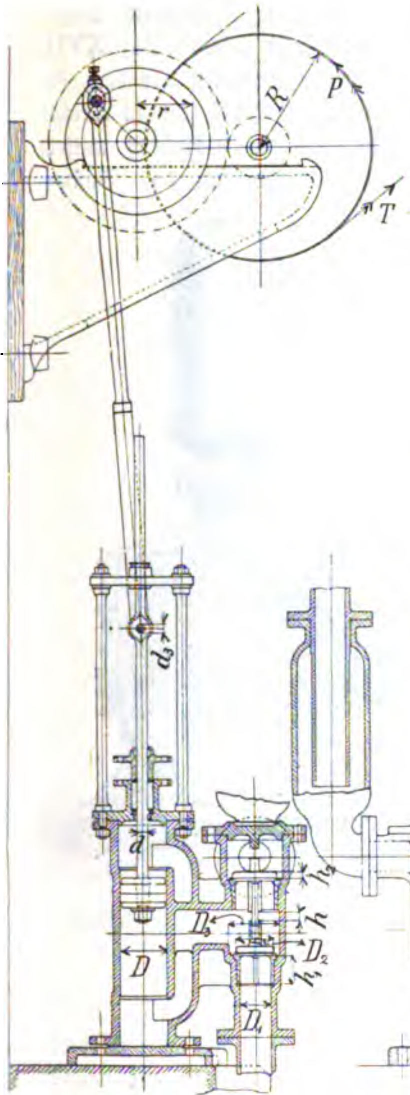
Eine beim Fabriksbetrieb zur Wasserhebung häufig angewendete Pumpe ist die Brunnenpumpe mit Kettenzug und Hand- oder Transmissionsantrieb. Dieselbe ist einfachwirkend. Der durch aufgelegte Gusseisenscheiben entsprechend belastete Plungerkolben wird beim Aufwärtsgang

der Kurbel gehoben, u. zw. mittels der am Kurbelzapfen angehängten, aus dünnen Rundeisen in langen Stäben durch Verhängung an den eingebogenen Enden gebildeten Kette. Beim Abwärtsgang der Kurbel aber geht der Plungerkolben durch die Wirkung des Belastungsgewichtes nieder. Letzteres muss so groß sein, dass der Pumpenkolben das Wasser im Druckrohr aufwärts bewegt und überdies diese Bewegung durch den Überdruck mit bestimmter Geschwindigkeit erfolgt, derart, dass die Zugkette stets gespannt erhalten wird und nicht schlängert.

Eine eigene Art der von Hand betriebenen Kolbenpumpen sind die sogenannten Kettenpumpen. Eine solche ist in Fig. 5, Taf. XVII, dargestellt. An einer Kette sind in gleichen Entfernungen, zwischen Eisenplatten eingespannte Lederscheiben angebracht, welche als Lederkolben durch die Kette im Rohr nach aufwärts gezogen werden und das darüber befindliche Wasser zur Rohrmündung emporheben. Diese Pumpe hat keine Ventile und ist deshalb besonders für dicke Flüssigkeiten geeignet. Sie ist insbesondere dort empfehlenswert, wo die Reparatur anderer Pumpen mit Schwierigkeiten verbunden ist.

Eine Transmissionspumpe, und zwar eine verticale einfachwirkende Speisepumpe, mit Antrieb durch ein auf der Schwungradwelle der Dampfmaschine aufgekeiltes Excenter und am Pumpencylinder angegossenem Ventilgehäuse ist in Fig. 6, 7, Taf. XVII, und 4, 5, Taf. XVIII, dargestellt, welche außer den schon früher angeführten Haupttheilen noch einen Windkessel besitzt, welcher in Fig. 7, Taf. XVII, im Durchschnitt gezeichnet ist. Dieser Windkessel ist hier in das Druckrohr eingeschaltet (Druckwindkessel) und bei langer Rohrleitung zur Verhütung von Stößen und Rohrbrüchen erforderlich. Seine Wirkung besteht darin, das aus dem Pumpencylinder durch das sich öffnende Druckventil in das Druckrohr tretende Wasser augenblicklich aufzunehmen, bis, vermöge des sich steigernden Luftdruckes im Windkessel, die Bewegung des Wassers im Druckrohr und der Ausfluss aus diesem erfolgt, sohin das Bewegungsgesetz des Wassers im Druckrohr unabhängig zu machen von jenem des Pumpenkolbens.

Es wird deshalb auch der Druckwindkessel unmittelbar an das Ventilgehäuse anschließend, wie in Fig. 7, Taf. XVII, oder statt des Deckels auf das Ventilgehäuse aufgeschraubt, wie bei der in Fig. 20 bis 22, Taf. XVI, und Fig. 6, Taf. XVII, in der Zusammenstellung und ihren Details dargestellten horizontalen, ebenfalls mittels Excenter von der Schwungradwelle der Dampfmaschine betriebenen Speisepumpe. Bei



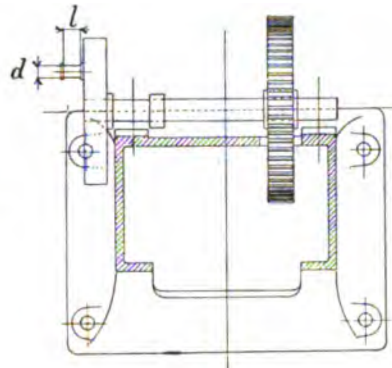


Fig. 60.

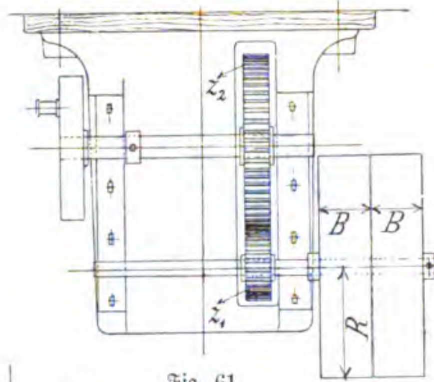
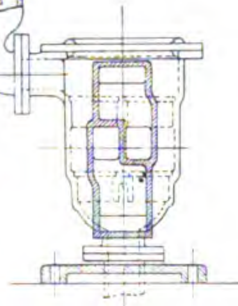


Fig. 61.



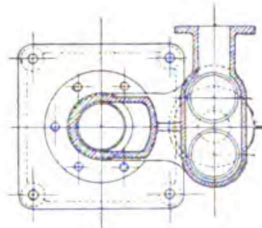


Fig. 59. Fig. 62. Fig. 63.

Verticale Transmissionspumpe zur Dampfkesselspeisung mit Riemenantrieb und Räderübersetzung. (Fig. 59 bis 63.)

der Pumpe Fig. 7, Taf. XVII, und Fig. 4 und 5, Taf. XVIII, ist der Cylinder unten mit seiner Fußplatte auf das Fundament aufgeschraubt; bei jener Fig. 20 bis 22, Taf. XVI, und Fig. 6, Taf. XVII, mit seitlichem Fuße an einem in der Wand angebrachten Quader; bei jener Fig. 7 und 8, Taf. XV, und Fig. 1, Taf. XIX, die in gleicher Weise angetrieben wird, erfolgt die Befestigung des Cylinders mittels des an die Stopfbüchsenflansche angegossenen Fußes an das Dampf-

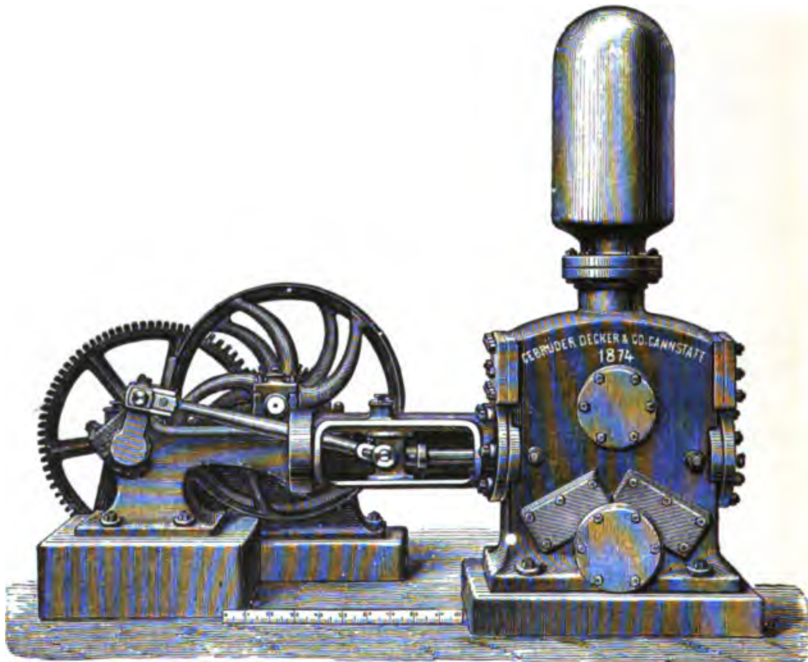


Fig. 64. Horizontale doppeltwirkende Transmissionspumpe zur Wasserhebung mit Riemenantrieb und Räderübersetzung.

maschinenbett. In Fig. 1 bis 3 und 23 bis 27, Taf. XVI, sind die Details einer schiefliegenden einfachwirkenden Speisepumpe mit Mönchskolben und Excenterantrieb von der Schwungradwelle einer horizontalen Dampfmaschine dargestellt. Dieselbe zeigt noch als besonderes Detail ein Sicherheitsventil.

Die Anordnung der Speiseventile ist hierbei entweder so getroffen, dass das Druckventil unmittelbar über dem Saugventil liegt und letzteres

durch den Metallsitz des ersteren hindurch gesteckt wird, wie in Fig. 1 bis 3, 22 bis 27, Taf. XVI, Fig. 7, Taf. XVII und Fig. 4, Taf. XVIII, oder es liegen die Ventile in getrennten Kammern, deren jede durch einen Deckel mit Bügel und Schraube, wie in Fig. 58, Text, oder durch eine im Durchmesser entsprechend große mit feinem Gewinde versehene Deckelschraube geschlossen wird, wie in Fig. 7 und 8, Taf. XV. Letzteres Detail wird namentlich bei kleinen Pumpen angewendet. In jedem Falle findet die Hubbegrenzung der Ventile durch entsprechend lange Anschläge statt, wobei diese Anschläge ausgebohrt, auch zur Führung des Ventiles mittels eingepaßten Zapfenansatzes des letzteren dienen können.

Eine Transmissionspumpe von Wm. Knaust in Wien mit Riemen- und Kurbelantrieb ist in Fig. 58, Text, abgebildet, und zwar eine einfachwirkende Wandpumpe mit tief unten eingehängter gegabelter Leitstange und Büchsenführung für die Kolbenstange.

In Fig. 59 bis 63, Text, ist die Detailconstruction einer verticalen Transmissionspumpe zur Dampfkesselspeisung mit Riemenantrieb und Räderübersetzung dargestellt, deren Saug- und Druckventile conisch aufliegende metallene Kegelventile sind.

Eine Transmissionspumpe nach neuerem Typus mit Bajonettbalken wie bei Dampfmaschinen gebräuchlich, mit Riemenantrieb, Räderübersetzung und Klappenventilen ist in Fig. 64, Text, dargestellt.*)

*) In folgender Tabelle sind die Hauptdimensionen enthalten, in welchen solche Pumpen nach Fig. 64, Text, von der Maschinenfabrik Eßlingen ausgeführt werden. Die mittlere Kolbengeschwindigkeit beträgt bei der angegebenen minutlichen Umdrehungszahl n der Pumpenkurbel $c = 0{,}45\ m$ pro Secunde und die Wassermenge ist für $\mu = 0{,}8$ nach Gl. (214 berechnet.

Cylinderdurchmesser D mm	Kolbenhub s mm	Umdrehungszahl der Pumpenkurbel in der Minute n	Wasserlieferung		Brutto-Gewicht in kg circa
			Liter pro Minute	m^3 pro Secunde	
100	250	54	170	0,00283	700
115	250	54	225	0,00374	850
135	270	50	310	0,00515	1300
150	270	50	382	0,00637	1800
174	400	34	524	0,00874	2200
200	450	30	678	0,01130	3700
250	450	30	1060	0,01768	4300

Zu den Transmissionspumpen kann auch die mit der Dampfmaschine verbundene Speisepumpe gezählt werden, deren Kolben am Kreuzkopfbolzen der Dampfmaschine angekuppelt ist.

Von Dampfpumpen sind zwei Arten hinsichtlich der Einrichtung der Dampfsteuerung zu unterscheiden, nämlich solche mit rotierender Steuerwelle, die zugleich Schwungradwelle ist und solche mit geradliniger Bewegung der Steuerungstheile vermittels stellbarer Anschläge.*)

Eine stehende Dampfpumpe mit rotierender Steuerwelle neuerer Anordnung, ist in den Fig. 1 bis 6, Taf. XIX, dargestellt. Fig. 65, Text, zeigt die Ansicht einer Wandpumpe ähnlicher Art.**) Beide Ausführungen sind nur dadurch verschieden, dass im ersten Falle die Theile der Pumpe an einem freistehenden Ständer, im letzteren Falle an einer Wandplatte montiert sind.

Der Pumpencylinder und das Ventilgehäuse zeigen dieselbe Einrichtung wie bei den früher besprochenen einfachwirkenden Transmissionspumpen und der Pumpencylinder ist mit Fußflanschen gegen Passleisten an den Ständer oder die Wandplatte geschraubt. In Fig. 1, 4 und 5, Taf. XIX, ist die offen durchlaufende Anordnung solcher Passleisten beim Pumpencylinder, wie bei dem darüber ebenso am Ständer angeschraubten Dampfcylinder zu ersehen, welche mit Rücksicht auf die Bearbeitung unter allen Umständen der sonst noch häufig angewendeten geschlossenen Anordnung der Passleisten vorzuziehen ist. Zur Sicherung

*) Hierüber ist ausführliches enthalten in: F. Mannlicher, Pumpen und Feuerlöschapparate. Bericht über die Weltausstellung in Philadelphia 1876 (Wien 1877).

**) Dimensionen der Speisepumpe nach Fig. 65, Text, ausgeführt von der Eisengießerei und Maschinenfabrik Friedrich Wannieck in Brünn:

Nr.	Dampfcylinder		Pumpencylinder		Für Kessel zu folgenden Pferdestärken
	Durchmesser	Hub	Durchmesser	Hub	
	Millimeter				
1	80	105	40	105	10—15
2	105	130	50	130	20—30
3	120	160	65	160	40—60
4	135	210	80	210	60—80
5	170	265	105	265	120—150

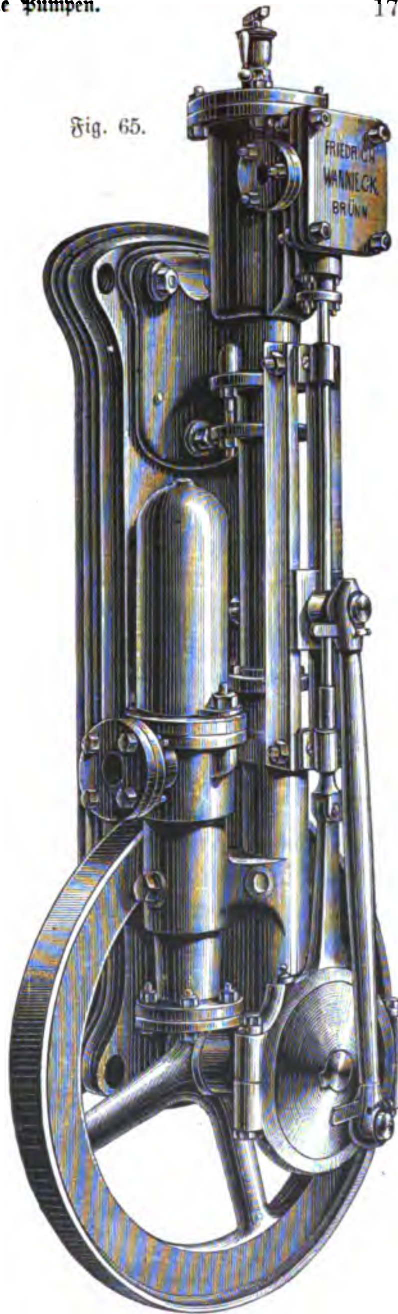
Soll heißes Wasser gepumpt werden, so muss die Pumpe tiefer als das Heißwasser-Reservoir placiert werden.

der beiden Cylinder in ihrer Lage, werden selbe bei der Herstellung nach vollendeter Montierung mit je zwei Prisonstiften versehen, welche conisch eingepasst, auch nach erfolgter Demontierung genau den Platz für die Cylinder feststellen.

Zur Dampfsteuerung, d. h. um zu bewirken, dass der Dampf in regelmäßiger Folge einmal unter und einmal über dem Kolben in den Dampfcylinder trete, ist hier die einfache Schiebersteuerung angewendet, deren Anordnung insbesondere in Fig. 1, 2, 4 und 5, Taf. XIX, zu ersehen. Als inneres Steuerungsorgan befindet sich in dem, mittels aufgeschraubtem Deckel verschlossenen Schieberkasten, der gewöhnliche einfache Schieber (auch Muschelschieber genannt), an der durch die Stopfbüchse aus dem Schieberkasten nach abwärts hervortretenden Schieberstange durch Muttern verstellbar und durch Gegenmuttern oder Splinte beweglich eingehändigt. Die Bewegung des Schiebers erfolgt durch das äußere Steuerungsorgan, nämlich durch das auf der Schwungradwelle aufgekeilte, zur Kurbelscheibe geformte Excenter und die Excenterstange.

Die Gesetze der Dampfvertheilung durch diese Steuerung sind dieselben, wie bei den Dampfmaschinen mit einfacher Schiebersteuerung.

Fig. 65.



In Fig. 66, Text, ist die Kurbel, durch welche die rotierende Bewegung der Schwungradwelle von dem mit der gemeinsamen Kolbenstange verbundenen Kreuzkopfbolzen mittels Leitstange eingeleitet wird, im unteren todten Punkte gezeichnet und die Drehung derselben erfolgt im Sinne des Pfeiles. Hierbei ist das Excenter um den Voreilungswinkel δ gegen die Senkrechte zur Schieberbewegungsrichtung vorgekeilt. Der Schieber ist aus seiner Mittelstellung schon so weit nach aufwärts geschoben, dass der untere Dampfcanal für die Dampfeinströmung in den Cylinder und der obere für die Dampfausströmung geöffnet ist und man nennt die lineare Eröffnung v das lineare Voreilen und unterscheidet sonach das äußere lineare Voreilen v für die Einströmung und das innere lineare Voreilen v_1 für die Ausströmung. Der Schieber wird mittels der Muttern an der Schieberstange so gestellt, dass beiderseits das gleiche lineare Voreilen stattfindet, wovon man sich bei abgehobenem Schieberkastendeckel durch Einstellung der Kurbel auf den einen und dann auf den anderen todten Punkt überzeigt. Zur Messung des linearen Voreilens wird am besten ein Keilmaß verwendet.*) Das lineare Voreilen ist erforderlich, damit der Dampf gleich zu Anfang der Bewegung des Kolbens auf diesen drückt. Dasselbe beträgt bei guten Ausführungen $\frac{1}{4}$ bis $\frac{1}{8}$ von der Weite des Einlasscanals (2 bis 6 *mm*) und darf nicht zu klein sein, weil sonst zu Anfang der Kolbenbewegung die Dampfeinströmung behindert ist und der Dampf gedrosselt, also mit verringerter Spannkraft in den Dampfcylinder gelangt. Übrigens wird bei den gewöhnlichen Dampfpumpen des gewerblichen und industriellen Betriebes die Drosselung des Dampfes durch das Dampfeinlassventil, welches am Schieberkasten aufgeschraubt ist und dazu dient, die Pumpe in Gang zu setzen und abzustellen, auch zur Regulierung des Ganges der Pumpe benützt.

Wird nämlich das Dampfventil weit aufgemacht, so tritt der Dampf mit vollem Druck in den Dampfcylinder und bewirkt dortselbst einen bedeutenden Überdruck seitens des Dampfkolbens gegenüber dem Pumpenkolben und mithin eine raschere Bewegung der Massen, also einen schnelleren Gang der Pumpe. Man macht davon während des Betriebes Gebrauch, wenn rasch größere Wassermengen zu liefern sind, wie z. B. beim Speisen eines Dampfkessels zur Minderung der Dampfspannung oder bei Dampfpumpen als Feuerlösch-Requisiten.

*) Siehe des Verfassers „Leitfaden des Dampfbetriebes“, 3. Aufl., S. 168, Fig. 96.

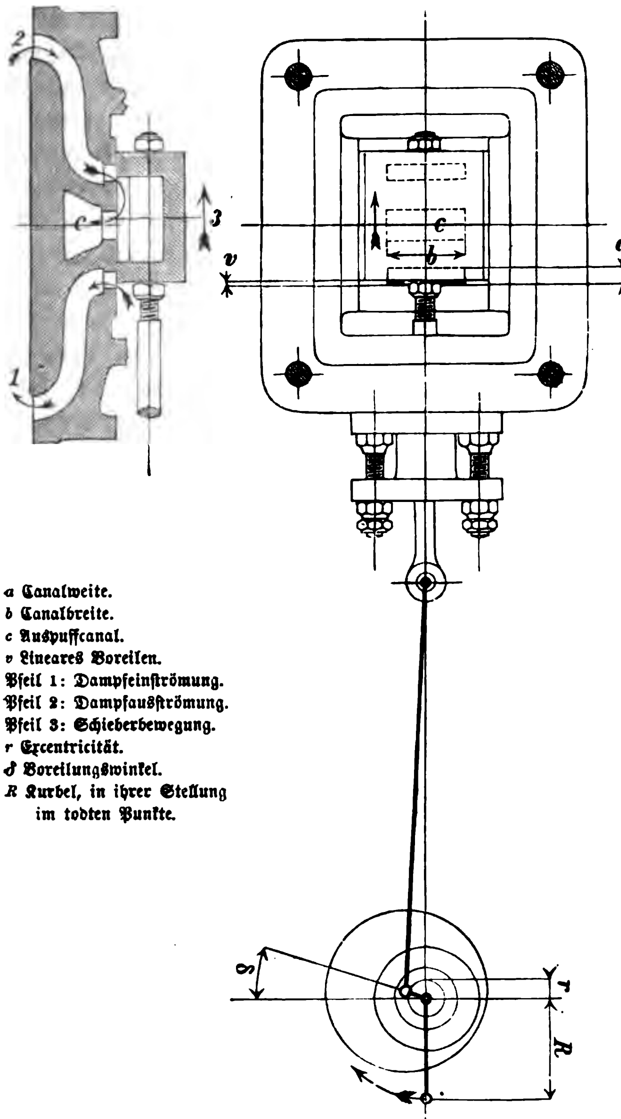


Fig. 66. Einfache Schiebersteuerung.

Wird hingegen das Dampfventil nach und nach zugedreht, so dass sich der Durchgangsquerschnitt für den Dampf verringert, so tritt der Dampf gedrosselt, mit verringerter Spannkraft in den Dampfcylinder, der Überdruck wird geringer, die Bewegung der Massen erfolgt sonach mit geringerer Geschwindigkeit und die Pumpe geht langsamer.

Der Raum zwischen dem Dampfkolben und Cylinderdeckel und jener der Canäle, welcher bei der Endstellung des Kolbens, also vor Anfang der Kolbenbewegung gefüllt werden muss, heißt schädlicher Raum und beträgt hier gewöhnlich 5% vom ganzen Cylindervolumen. Derselbe soll möglichst klein sein und werden deshalb die Dampfcanäle a (Fig. 66, Text) möglichst kurz gehalten und um dies zu erreichen, die Arbeitsfläche, auf welcher sich der Schieber bewegt, Schieberspiegel genannt, möglichst nahe an die Cylinderwandung heran gerückt, so dass eben noch genug Zwischenraum für den sich an die Cylinderwandung anschließenden Ausströmungs- oder Auspuffcanal vorhanden ist.



Fig. 67. Wilsons Patent-Dampfpumpe.

Der zum Betrieb erforderliche Dampf kommt vom Dampfkessel, durch das am Dom desselben angebrachte Dampfventil (Auslass-ventil, Absperrventil) in die Dampfrohrleitung, welche an das Dampfventil am Schieberkasten des Dampfcylinders angeschlossen ist. Durch letzteres gelangt der Dampf in den Schieberkasten und durch die Dampfcanäle in den Cylinder.

Der aus dem Dampfcylinder abströmende ausgenützte Dampf (Auspuffdampf) gelangt durch den Auspuffcanal in das daran angeschlossene Auspuffrohr, welches gewöhnlich entsprechend hoch über das Dach des Gebäudes, in welchem die Pumpe aufgestellt ist, hervorragt, und entströmt hier in die freie Luft.

Der Dampfdruck im Schieberkasten ist bei vollkommen geöffnetem Dampfventil etwas geringer als jener im Dampfkessel und wird in Atmosphären Überdruck (1 $at = 1\ kg/cm^2$) ausgedrückt. Der Gegendruck

des in die freie Luft entströmenden Dampfes beträgt etwas mehr als eine Atmosphäre, weil der Dampf durch den Dampfkolben ins Freie hinausgedrückt werden muſs, und zwar bis 1,2 *at*.

Um das beim Anlassen der Pumpe sich im Dampfcylinder bildende, wenn im Cylinder eingeschlossene, gefährliche Condensationswasser abfließen zu lassen, sind an den Cylinderenden Abfluſshähne (Condensationswasserhähne, Zischhähne) eingeschraubt.

Die Schieberstellung soll so ausgeführt werden, daſs, wie schon erwähnt, in beiden todten Punkten der Kurbel das gleiche lineare Vor-

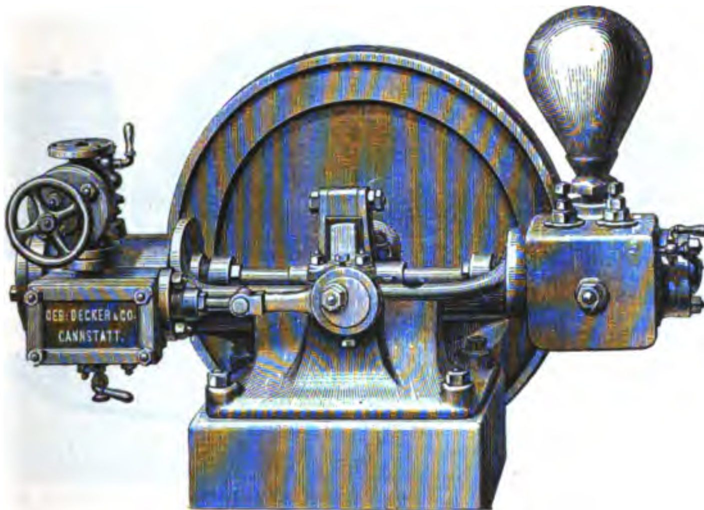


Fig. 68. Horizontale Dampfpumpe mit durch Kurbelschleife angetriebener rotierender Steuerwelle.

eilen vorhanden ist (Einstellung des Schiebers auf beiderseits gleiches und hinreichend großes lineares Voreilen). Die Größe des linearen Voreilens ergibt sich im allgemeinen durch die Aufkeilung der Excenterscheibe auf der Schwungradwelle und insbesondere bei den Pumpen nach Fig. 1 bis 6, Taf. XIX, und Fig. 66, Text, durch richtige relative Stellung des Kurbelzapfens zum Excentermittel, die hier sehr leicht schon am Anreißtisch vor dem Bohren festgestellt werden kann. Das gleiche lineare Voreilen aber wird erzielt durch Einstellung des Schiebers, durch Drehen der mit Schraubengewinde versehenen Schieberstange oder

Excenterstange, entsprechend der jeweiligen Construction und überzeugt man sich von der richtigen Schieberstellung am besten durch Drehen des Schwungrades bei geöffnetem Schieberkasten und Beobachtung der sich in den beiden todten Punkten der Kurbel ergebenden Canaleröffnung für die Dampfeinströmung mittels des Keilmaßes.

Steht der Schieber in der Mitte zwischen seinem größten beiderseitigen Ausschub, so sind durch die an seiner Höhlung beiderseits anschließenden Lappen die Dampfeinlasscanäle nicht nur vollständig geschlossen, sondern nach innen und nach außen überdeckt und man spricht deshalb von äußerer und innerer Überdeckung des Schiebers.

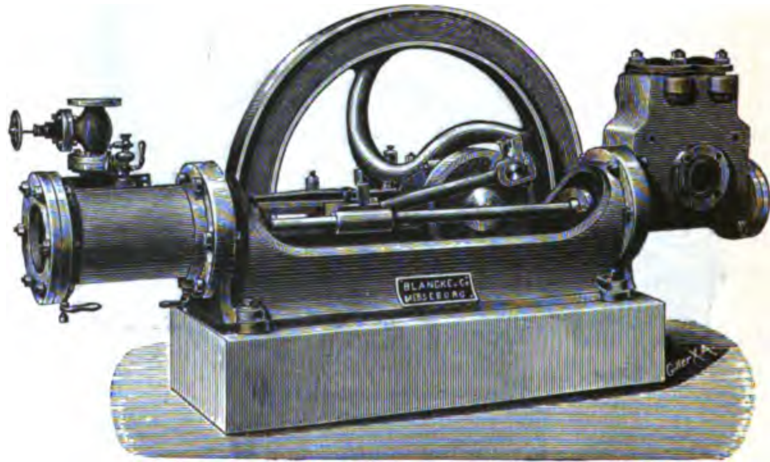


Fig. 69. Horizontale Dampfpumpe mit durch Leitstange und Kurbel angetriebener rotierender Steuerwelle.

Die äußere Überdeckung bestimmt den Abschluss des Dampfeinlass-canals bevor der Kolben in seinem Laufe am Hubende angelangt ist, und somit die Expansion des Dampfes, indem nach Abschluss des Canales kein Dampf mehr in den Cylinder nachströmen kann und mithin der darin enthaltene Dampf sich ausdehnen (expandieren) muss. Bei der hier angewendeten einfachen Schiebersteuerung erfolgt gewöhnlich die Dampfeinströmung auf 0,9 oder 0,7 des Kolbenhubes, ersteres bei kleinen Pumpen.

Die innere Überdeckung dagegen bestimmt den Abschluss des Dampfauslasscanales, bevor der Kolben in seinem Laufe am Hubende angelangt ist und somit die Compression des Dampfes im Dampfcylinder.

Die Eröffnung der Ein- und Ausströmung des Dampfes vor dem Anlangen des Kolbens am jeweiligen Hubende infolge der äußeren und inneren Überdeckung und der Nothwendigkeit des linearen Voreilens ergibt die Voreinströmung des Dampfes in den Cylinder und die Vorausströmung und demnach hat man folgende sechs Perioden der Dampfvertheilung: Voreinströmung, Einströmung (Füllung, Admission), Expansion, Vorausströmung, Ausströmung, Compression, welche sich auch im Indicatordiagramm*) erkennen lassen.

In Fig. 67, Text, ist Wilsons Patent-Dampfpumpe mit auf dem Dampfcylinder liegender Schwungradwelle und Schieberantrieb durch einen Excenterzapfen und Schleife in der Schieberstange, abgebildet.**)

In Fig. 68, Text, ist die Decker'sche horizontale doppeltwirkende Pumpe mit Kurbelschleife und einfacher Schiebersteuerung durch Excenter abgebildet, welche den modernen Typus der Montierung der freitragenden Cylinder am Bett durch Verschraubung mittels abgefräster Flanschen zeigt. Die constructiven Details einer solchen doppeltwirkenden Dampfpumpe sind in Fig. 1 bis 14 auf Taf. XX dargestellt.

In neuester Zeit wird mit Vorliebe die Anordnung der doppeltwirkenden liegenden Dampfpumpen mit rotierender Steuerwelle so zur Ausführung gebracht, dass die rotierende Welle durch Leitstange und Kurbelscheibe vom gerade geführten Kreuzkopf angetrieben, zwischen dem Dampfcylinder und Pumpencylinder, im Maschinenbett gelagert ist, an

---

*) Es ist hier auf das Indicatordiagramm hingewiesen, obwohl dieses bis nun zumeist und hauptsächlich nur bei den Dampfmaschinen zum Fabriksbetrieb zur Discussion gelangt, während dessen Anwendung auch bei Pumpen wertvoll erscheint, wie die mit vielen Diagrammen ausgestattete Fachschrift: „Indicator-Versuche an Pumpen und Wasserhaltungsmaschinen" von A. Riedler (München 1881) erweist.

**) Große Pumpen zur Wasserhebung erhalten eine besondere Dampfmaschine zu ihrem Antrieb. Als solche seien angeführt die Pumpen für Wasserleitungen zur Wasserversorgung großer Städte, z. B. das Pumpwerk der Kaiser-Ferdinands-Wasserleitung in Wien, welches Wien früher mit Wasser versorgte und das Potschacher Wasserwerk der Wiener Hochquellenleitung; auch das Dampfpumpwerk auf der Wiener Weltausstellung 1873, welches wie die Rotunde am Platze bestehen belassen wurde und gelegentlich in Thätigkeit gesetzt wird, beschrieben und abgebildet in Uhlands prakt. Maschinen-Constructeur Jahrgang 1875, Tfl. 50, gehört hierher. Es kommen bei solchen Wasserwerken horizontale oder verticale Pumpen zur Anwendung, mit Riemenantrieb und Räderübersetzung oder mit directem Dampfbetrieb durch Balancier-Dampfmaschinen oder durch entsprechend eingerichtete horizontale Dampfmaschinen.

welches diese beiden Cylinder freitragend montiert sind. Eine elegante Ausführung dieser Art zeigt Fig. 69, Text.*) Das Steuerungsexcenter sitzt hierbei neben dem Kurbellager auf der Schwungradwelle.**)

In Fig. 70, Text, ist die Decker'sche directwirkende Dampfpumpe mit Anschlagsteuerung abgebildet, mit über dem Dampfcylinder liegendem, cylindrisch ausgebohrtem Schiebergehäuse und rundem, entsprechend geformtem Kolbenschieber (*E*-Schieber). Die Anschläge auf der Schieberstange sind zur Veränderung des Kolbenhubes bei anderer zu liefernder Wassermenge verstellbar und durch Stellschrauben festgestellt. Um harte Stöße der Anschläge zu verhindern, sind Kautschuk- oder Lederscheiben beigelegt. Der durch den Anschlag in Bewegung gesetzte Kolbenschieber vollführt die weitere Bewegung unter Dampfdruck.***)

Die Injectoren oder Dampfstrahlpumpen fördern das Wasser vermittels eines durchströmenden Dampfstrahles. Die gegenwärtig gebräuchlichsten Constructionen beruhen auf dem von Giffard eingeführten

---

*) Die Hauptdimensionen, nach welchen diese Pumpen nach Fig. 69, Text, von C. W. Julius Blancke & Co. in Merseburg ausgeführt werden, enthält folgende Tabelle:

Durchmesser des Dampfcylinders, *mm*	100	130	180	210	250	300	350
Durchmesser des Wassercylinders, *mm*	50	75	100	125	150	175	200
Hub, *mm*	110	160	230	260	350	400	450
Rohr-Durchmesser für directen Dampf, *mm*	20	26	33	40	50	60	65
Rohr-Durchmesser für verbrauchten Dampf, *mm*	26	33	40	50	60	75	80
Saug- und Druck-Rohr-Durchmesser, *mm*	35	50	65	80	100	120	140
Touren pro Minute	75	75	60	60	45	40	35
Leistung pro Stunde in m^3	2	4,5	9	18	27	40	50
Gesammte Saug- und Druck-Höhe bei $3^1/_2$ Atm. Dampfdruck, *m*	45	40	40	30	30	35	32
Ungefähres Gewicht der Pumpe, *kg*	250	300	750	980	1800	2600	3450

**) Eine recht sinnreiche Anordnung des Excenters auf der am Lagerhals laufenden verlängerten Schwungradnabe, bei einer Dampfpumpe von Gebrüder Sulzer in Winterthur, ist in den Technischen Mittheilungen von der Weltausstellung in Paris 1878, in Dinglers polyt. Journal abgebildet.

***) Durchschnittszeichnungen, aus welchen die innere Einrichtung zu ersehen ist, sind in Uhlands „Praktischem Maschinen-Constructeur" enthalten.

Principe, zeigen jedoch Abweichungen in der Detailconstruction und man unterscheidet demnach saugende und nichtsaugende Injectoren. Die im Fabriksbetrieb als Kesselspeisepumpen gebräuchlichsten Injectoren sind: der Injector von Schäffer & Budenberg, die Friedmannschen Injectoren und der Universalinjector von Körting.

Der Injector von Schäffer & Budenberg ist in den Fig. 71 und 72, Text, in der Ansicht und im Durchschnitt in liegender Anordnung dargestellt.

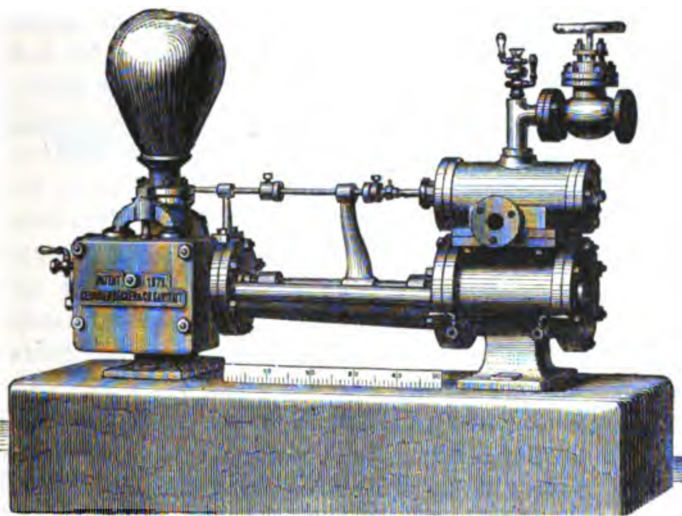


Fig. 70. Directwirkende Dampfpumpe.

Die Wirkungsweise desselben ist folgende: Ein durch den Einlasshahn in die Dampfkammer und die Dampfdüse hindurch geleiteter Dampfstrahl streicht an dem in die Wasserkammer mündenden Saugrohr vorüber und wirkt theils durch Condensation, theils mechanisch ansaugend auf das darin befindliche Wasser, indem er dasselbe mit sich in die Mischungsdüse reißt, und durch den Übersprungraum (Schlabberraum) frei hindurch, mit großer Geschwindigkeit in die Fangdüse treibt, derart, dass durch die, dem Wasser innewohnende lebendige Kraft (actuelle Energie oder kinetische Energie) das Druckventil des Injectors gehoben wird und das Wasser aus dem Injector in das Speiserohr und weiter durch das selbstthätige Speiseventil in den Dampfkessel gelangt.

Beim Anlassen des Injectors wird durch Drehen des Handrades die Nadel so lange verstellt, bis durch das Ablaufsrohr (Schlabberrohr) kein Wasser mehr abfließt, was als Zeichen der richtigen Functionierung des Apparates dient. Es wird sodann im Übersprung kein Wasser mehr verspritzt. Das vorher dort verspritzte Wasser fließt durch die seitlichen kleinen Durchbohrungen der Wandung des Übersprungraumes in das Ablaufsrohr. Es ist noch zu bemerken, dass die Nadel mit einer feinen Kreuzbohrung versehen ist, durch welche der Dampf schon bei eingeschraubter Nadel in den Condensations- oder Wasserraum strömt, um das Ansaugen zu bewirken, sobald das Dampfventil oder der Dampfhahn geöffnet wird.

Der zur Speisung des Injectors dienende Dampf soll trocken und deshalb wie jener zum Betrieb der Dampfpumpe, von der höchsten Stelle des Kessels entnommen sein.

Um Unreinigkeiten des dem Injector zugeführten Wassers, welche leicht die Düsen verstopfen, abzuhalten, wird an der Mündung des Saugrohres ein feiner durchlöcherter Saugkorb angebracht. Verunreinigungen des vom Injector angesaugten Wassers verstopfen die Düsen und stören die Function des Injectors. Zum Zwecke des Ausputzens verstopfter Düsen wird auch eine (in Fig. 71 und 72, Text, nicht gezeichnete) in der Rohrwand unter dem Druckventil angebrachte achsiale Bohrung mit Verschlussschraube angewendet.

Das vom Injector geförderte Wasser mischt sich mit dem hierbei verbrauchten Dampf (beziehungsweise mit dem durch dessen Condensation entstehenden Wasser) und kommt deshalb mit bedeutend höherer Temperatur in den Dampfkessel, so z. B. wird Wasser von 30° C. bis 70° C. erwärmt. Die Temperatur des dem Injector zugeführten Wassers soll deshalb im allgemeinen 35° C. nicht überschreiten, obwohl der Injector noch Wasser von 45° C. nimmt.

Der Injector hört auf richtig zu functionieren, wenn die zugeführte Wassermenge von bestimmter Temperatur nicht hinreichend groß oder die Temperatur desselben zu hoch ist, um die entsprechende Dampfmenge zu condensieren, oder wenn die hinzutretende Wassermenge zu groß ist, so dass sie der Dampf nicht bewältigt. Im ersten Falle zerstäubt der Dampf den Wasserstrahl im Übersprung- oder Schlabberraum, im zweiten Falle hat das Wasser nicht die genügende Energie, um das Druckventil des Injectors zu heben.

Die Saughöhe dieses Injectors beträgt gewöhnlich bis zu 1 *m* und die Düsenweite bestimmt die Größe der pro Secunde gelieferten Wassermenge.

Fig. 71.

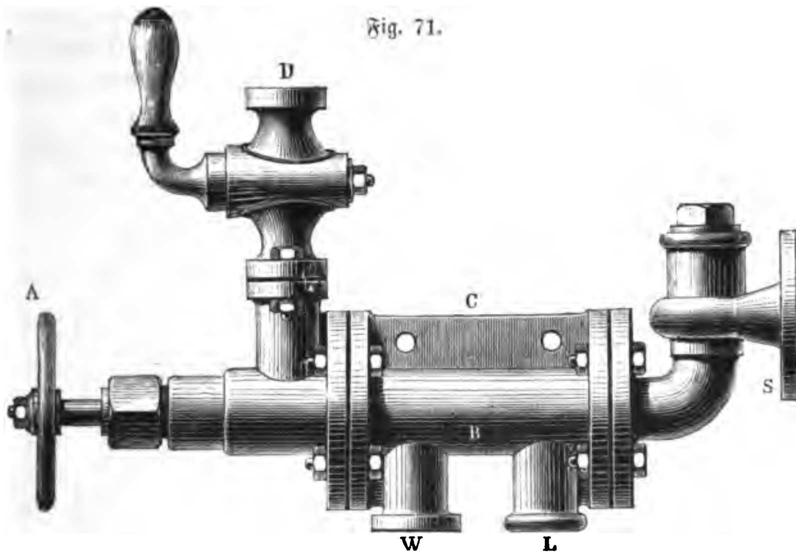
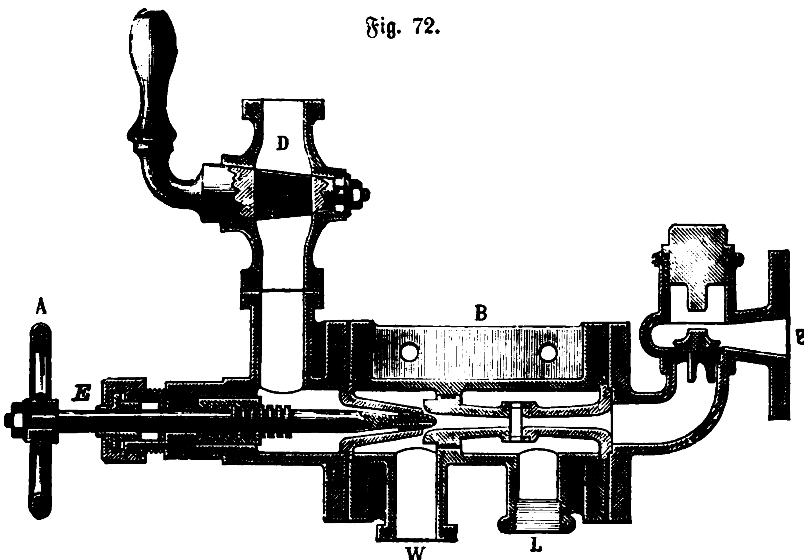


Fig. 72.



A Handrad. *B* Gehäuse. *C* Flansche. *D* Dampfhahn. *E* Nadel. *S* Druckventil. *W* Saugrohr. *L* Ablaufsrohr.

Injector von Schäffer & Budenberg.

Von den Friedmann'schen Injectoren sind für den Fabriksbetrieb hauptsächlich in Anwendung: Der Friedmann'sche Injector für stationäre Dampfkessel (Fig. 73 bis 80, Text) und Friedmanns neuester Injector, Automatic-Injector genannt (Fig. 81 und 82, Text).

Der Friedmann'sche Injector für stationäre Dampfkessel kann sowohl saugend als nichtsaugend verwendet werden. Die

Fig. 73.

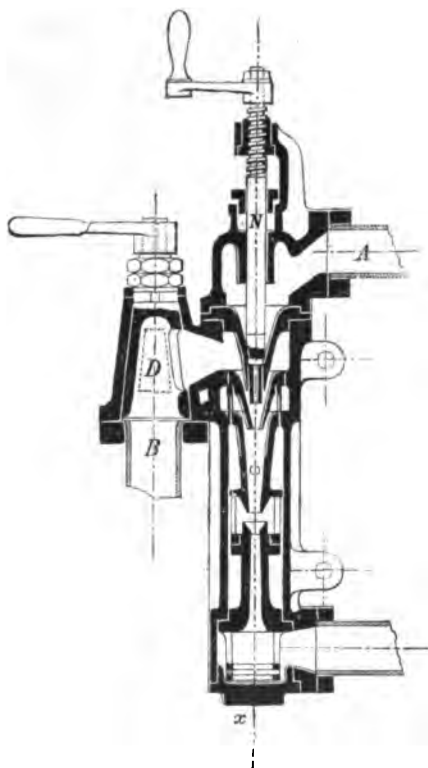
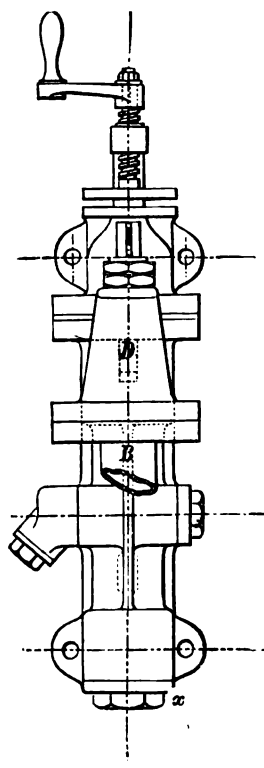


Fig. 74.



Friedmann'scher Injector für stationäre Dampfkessel. (Fig. 73 bis 80.)

Nadel N (Fig. 73, Text), ist mit einer Kreuzbohrung zur Einleitung der Saugwirkung versehen. Das Öffnen der Dampfdüse wird durch Zurückschrauben der Nadel N mittels der daran angebrachten Handkurbel (oder eines Handrädchens) ausgeführt, wofür das Muttergewinde in einer Metallbüchse außerhalb der Dampfkammer angebracht ist. Der Dampfeintritt

Fig. 75.

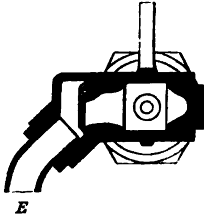


Fig. 76.

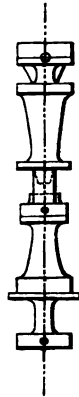
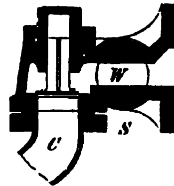


Fig. 77.



in die Dampfkammer erfolgt durch das Dampfzuleitungsrohr *A* aus dem Dampfkessel (Fig. 73 und 78, Text) der Wasserzufluss in den Wasserraum des Injectors erfolgt durch das bei *B* an den Regulierhahn

Fig. 78.

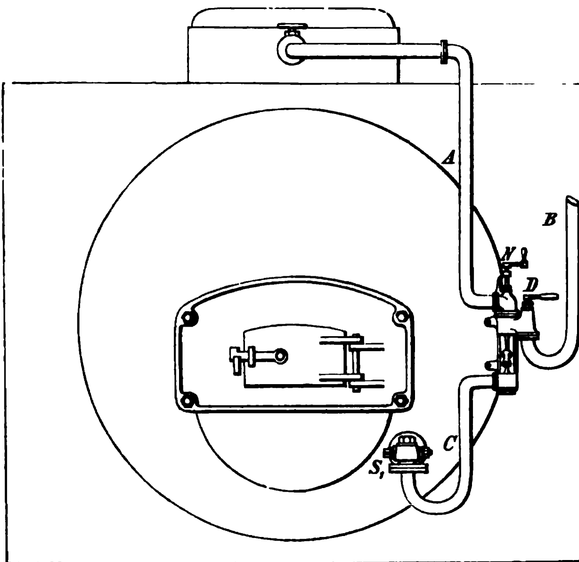
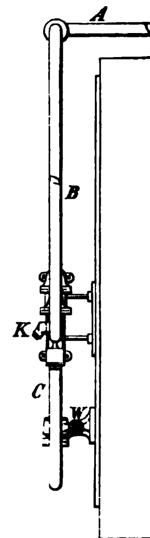


Fig. 79.



Friedmann'scher nichtsaugender Injector an einem Flammrohrkessel.
(Fig. 78 und 79.)

D angeschlossene Saugrohr bei saugendem (Fig. 80, Text), beziehungsweise Wasserzuflussrohr bei nichtsaugendem Injector (Fig. 78, Text). Das angesaugte oder zufließende Wasser wird durch die Wasserdüse in die Mischungsdüse getrieben, wobei dasselbe an einer zweiten Düsenöffnung vorbeistreicht, welche mit einem vollkommen abgeschlossenen, eine Art Windkessel bildenden Hohlraum in Verbindung steht, wie in Fig. 73 im Schnitt und 76, Text, an dem aus dem Injector nach dem

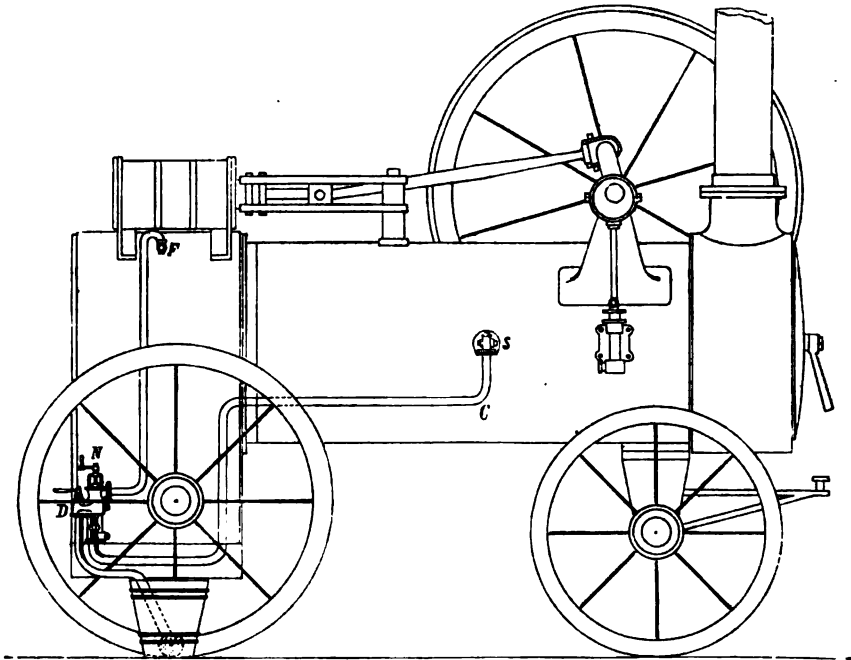


Fig. 80. Friedmann'scher saugender Injector an einem Locomobilkessel.

Lösen der unteren Verschlussschraube oder Kopfschraube *X* herausgehobenen Düseneinsatze in der Ansicht zu sehen ist.

Sobald der Injector richtig in Gang ist, fließt das von demselben gelieferte aus der Mischungsdüse austretende Wasser in geschlossenem Strahl frei durch den Übersprung- oder Schlabberraum in die Fangdüse, aus dieser in den Druckraum und von hier durch das Speiserohr (*C* Fig. 78 und 79, Text) und das selbstthätige Speiseventil oder den Speisekopf (*S* Fig. 77 und 78, Text) in den zu speisenden Dampfkessel.

Zur Verhinderung des Luftsaugens durch den Übersprung- oder Schlabberraum ist ein sich nach außen öffnendes Klappenventil (Schlabberventil) vorhanden, an welches das Abflussrohr angeschlossen ist.

Dieses Schlabberventil ist in Fig. 74, Text, in der Ansicht und in Fig. 75, Text, im Durchschnitt mit angeschlossenem Abflussrohr *E* dargestellt.

Im Falle der Verstopfung der Düsen durch unreines oder salziges Wasser, kann der in Fig. 76, Text, besonders gezeichnete Düseneinsatz durch Abschrauben der Kopfschraube *X* rasch und leicht herausgezogen und gereinigt oder durch einen Reserve-Einsatz ersetzt werden. Zum Reinigen und eventuellen Einschleifen des selbstthätigen Speiseventiles ist hinter diesem am Speisekopfe ein Absperrhahn oder Wechsel (*W*, Fig. 77 und 79, Text) angebracht, um die Verbindung gegen den Dampfkessel zu absperren zu können.

Die Fig. 78 und 79, Text, zeigen die Montierung dieses Injectors an einem Flammrohrkessel, und zwar als nichtsaugenden Injector. In Fig. 80 ist die Montierung desselben als saugenden Injector an einem Locomobilkessel ersichtlich.

Für die Montierung und den Betrieb des nichtsaugenden Injectors gelten folgende Regeln:

1. Der Injector ist der Nähe oder an der vorderen Stirnwand des Kessels etwas tiefer als die Sohle des Vorwärmers oder Wasserbehälters anzubringen, von welchem das Speisewasser dem Injector zufließt, so dass letzteres unter dem Druck einer kleinen Wassersäule, also mit einem kleinen Überdruck über den äußeren Luftdruck, in den Injector eintritt.

2. Das Dampfrohr zum Injector soll vom höchsten Punkte des Kessels, also vom Dampfabsperrventil am Dom ausgehen, damit möglichst trockener Dampf in den Injector gelangt.

3. Die Rohrleitung des Injectors soll nicht mit der Rohrleitung einer etwa noch zur Kesselspeisung vorhandenen Kolbenpumpe in Verbindung gebracht werden.

4. Der Vorwärmer oder Wasserbehälter von welchem das Speisewasser dem Injector zufließt, muss oben offen sein, so dass der äußere Luftdruck auf den Wasserspiegel desselben drückt.

5. Das selbstthätige Speiseventil im Speisekopfe muss dicht schließen und wenn dies nicht der Fall ist, muss der Hahn oder Wechsel dahinter geschlossen, das Speiseventil gereinigt und falls nöthig auch frisch eingeschliffen werden.

6. Die Ventilklappe des Schlabberventiles muss im Charnier leicht beweglich sein, um leicht zu spielen.

7. Die Temperatur des dem Injector zufließenden Speisewassers soll 55° C. nicht übersteigen.

8. Zur Ingangsetzung des Injectors zum Speisen des Kessels wird, nachdem das Dampfabsperrventil geöffnet wurde, zuerst die Nadel ein wenig herausgeschraubt um das Condensationswasser aus dem Dampfzuleitungsrohre durch das Schlabberventil abfließen zu lassen. Sobald durch das Schlabberventil in das Abflussrohr Dampf austritt, wird die Dampfdüse durch Hineinschrauben der Nadel wieder geschlossen. Hierauf wird der Wasserzuflusshahn ganz geöffnet, sodann die Nadel ganz herausgeschraubt und endlich der Wasserzuflusshahn wieder soweit zugedreht, bis durch das Schlabberventil kein Wasser mehr abfließt, was ein Zeichen dafür ist, dass sich der Injector nunmehr in regelrechtem Gange befindet.

9. Beim Abstellen des Injectors nach hinreichender Speisung wird zuerst die Nadel ganz hineingeschraubt und dann der Wasserzuflusshahn geschlossen.

Für die Montierung und den Betrieb des saugenden Injectors gelten folgende Regeln:

1. Der Injector ist in solcher Höhe am Kessel zu befestigen, dass der Wasserzuflusshahn bei Locomobilkesseln nicht höher als 1400 *mm* und bei stationären Dampfkesseln mit 6 bis 7 *at* Überdruck nicht höher als 2200 *mm* über dem niedrigsten Wasserstande im Wasserbehälter, aus welchem der Injector das Wasser ansaugen muss, zu stehen kommt. Hierbei ist zur Verhütung der Erhitzung des Injectors durch die heiße Kesselwandung zwischen den Füßen desselben und der Kesselwandung ein Stück hartes Holz einzuschalten

2. bis 7. wie vorstehend beim nichtsaugenden Injector.

8. Das Saugrohr (Wasserzuflussrohr) und der Wasserzuflusshahn, sowie deren Flanschenverbindungen müssen luftdicht nach außen abgedichtet sein.

9. Zur Ingangsetzung des Injectors zur Speisen des Kessels wird, nachdem das Dampfabsperrventil geöffnet wurde, zuerst die Nadel ungefähr eine Windung herausgeschraubt und einige Secunden gewartet, bis das Wasser durch das Saugrohr und den noch seit dem letzten Abstellen offenen Wasserzuflusshahn angesaugt ist und durch das Schlabberventil abfließt. Hierauf wird die Nadel ganz herausgeschraubt und sodann der Wasserzuflusshahn soweit zugedreht, bis durch das Schlabberventil kein Wasser mehr abfließt.

10. Beim Abstellen des Injectors nach hinreichender Speisung wird die Nadel ganz hineingeschraubt. Der Wasserzuflusshahn bleibt immer offen.

Friedmanns neuester Injector, Automatic-Injector genannt, für stationäre Dampfkessel, zeigt in seiner Construction von dem vorbeschriebenen Injector eine ganz wesentliche Verschiedenheit. Derselbe ist in Fig. 81, Text, theilweise im Durchschnitt und theilweise in der Ansicht mit den außen angebrachten Hebeln und der sie verbindenden Zugstange dargestellt.

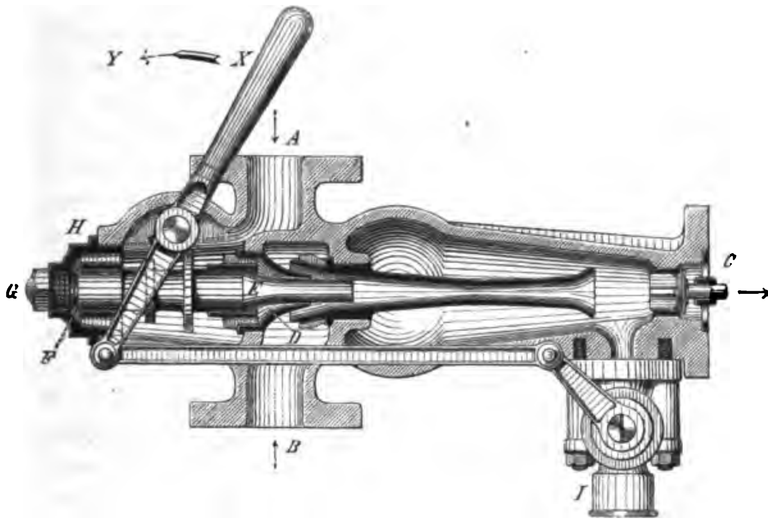


Fig. 81. Friedmann'scher Automatic-Injector. (Fig. 81 und 82.)

A Dampfeintritt. *B* Wassereintritt. *C* Wasseraustritt zum Kessel. *X* Anlassstellung des Handhebels. *Y* Speisestellung des Handhebels. *I* Anlasshahn.

Das aus einem Gussstück hergestellte Injectorgehäuse enthält drei Rohranschlussöffnungen, u. zw.: *A* für den Dampfzufluss, *B* für das zufließende, beziehungsweise anzusaugende Speisewasser und *C* für das nach dem Kessel zu fördernde vom Injector gelieferte Speisewasser. Überdies ist noch eine mit dem Auslasshahn *I* versehene Öffnung seitlich vorhanden. Der Hahn *I* vertritt die Stelle des sonst üblichen Schlabberventiles und ist bei der Ingangsetzung des Injectors offen, während der Speisung aber stets geschlossen.

Im Inneren des Injectorgehäuses befinden sich drei Düsen, nämlich eine achsial verschiebbare Dampfdüse *E*, d. i. die Hauptdampfdüse, eine zweite

Düse D, d. i. die Nebendampfdüse und endlich eine dritte Düse, nämlich die Condensationsdüse, welche in ihrem erweiterten und gegen das Druckrohr zugekehrten Ende den Druck-Conus formiert und die Mischungsdüse mit der ohne Unterbrechung angeschlossenen Fangdüse des früher genannten Injectors ersetzt. Die Außenfläche der Nebendampfdüse an ihrer Ausmündung in die Mischungsdüse bildet mit letzterer in dem dazwischen liegenden ringförmigen Hohlraum die Wasserdüse, d. i. diejenige Öffnung, durch welche das aus dem Wasserzuflussrohr oder Saugrohr in die Wasserkammer des Injectors eintretende Wasser in die Condensationsdüse gelangt.

Die Hauptdampfdüse E ist einerseits in der Nebendampfdüse D andererseits in der Verschlusskappe H solid geführt und vor der Ingangsetzung des Injectors durch den conischen Ansatz des Pfropfens G bei F verschlossen. Dieselbe stellt mit der Nebendampfdüse D einen kleinen Dampfweg her. Die achsiale Verschiebung der Hauptdampfdüse E bei der Ingangsetzung des Injectors erfolgt durch einen auf der Achse des Handhebels X im Injectorgehäuse angebrachten Zahn Z, welcher zwischen die beiden an der Hauptdampfdüse vorhandenen Bundringe eingreift, wie in Fig. 82, Text, ersichtlich ist.

Befindet sich der Handhebel X in der Anlassstellung, wie in Fig. 81 und 82, Text, gezeichnet, so ist der Dampfweg durch die Hauptdampfdüse E durch den conischen Ansatz des Pfropfens G bei F verschlossen, hingegen der mit dem Handhebel verkuppelte Auslasshahn I offen. Wird nun dem Injector durch das Dampfrohr A Dampf zugeführt, so ist demselben nur der Ausweg durch den vorerwähnten ringförmigen Dampfweg zwischen der Hauptdampfdüse E und der Nebendampfdüse D offen und besorgt die daselbst austretende Dampfmenge von kleinem Querschnitt aber großer Oberfläche ein rasches Ansaugen des zu speisenden Wassers, welches durch den offenen Hahn I ausfließt.

Wird dann der Handhebel X langsam ganz nach der Speisestellung Y bewegt, so wird die Hauptdampfdüse E vom conischen Ansatze des Pfropfens G abgeschoben, also der Dampfeintritt in die Hauptdampfdüse bei F geöffnet und gleichzeitig der Hahn I geschlossen, wodurch die Speisung sofort erfolgt.

Der früher zum Ansaugen des Wassers nothwendig gewesene, zwischen der Haupt- und Nebendampfdüse austretende Ringdampf bleibt auch nach dem Dampfeintritte durch die Hauptdampfdüse noch in Wirkung und besorgt bei richtiger Wahl der Düsenquerschnitte einen vollkommen automatischen Zutrieb des Speisewassers in der Menge,

wie sie der aus der Hauptdampfdüse *E* austretende und die eigentliche Druckwirkung ausübende Centraldampf stets benöthigt, indem bei steigender Dampfspannung ein vermehrter Zutrieb, bei fallender Dampfspannung ein verminderter Zutrieb des Wassers durch den Ringdampf oder Nebendampf bewirkt wird.

Dieser Injector arbeitet mithin bei den größten Variationen der Dampfspannung ohne den sonst nothwendigen und stets zu beaufsichtigenden

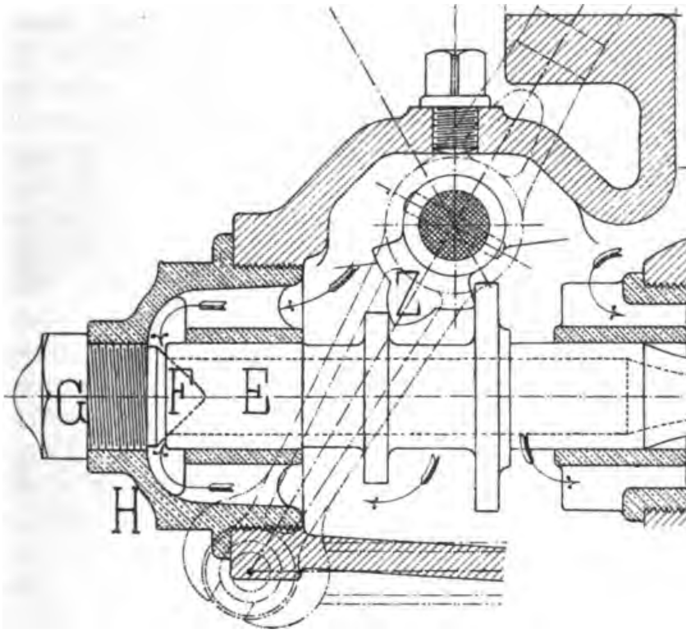


Fig. 82. Friedmann'scher Automatic-Injector.

Wasserregulierhahn und hat, da er gegen die atmosphärische Luft vollkommen abgeschlossen ist, keine Schlabberverluste.

Die Ingangsetzung des Friedmann'schen Automatic-Injectors erfolgt also durch eine einzige langsam ausgeführte Bewegung des Handhebels *X* aus der Anlaßstellung in die Speisestellung.

Derselbe kann sowohl horizontal als auch vertical montiert und sowohl nichtsaugend wie saugend verwendet werden. Er erlaubt eine Saughöhe bis zu 8 *m* bei kaltem Wasser und nimmt warmes Wasser bis zu 70° C.

Der Injector von Körting ist in den Fig. 83 und 84, Text, in der Ansicht und im Durchschnitt dargestellt. Derselbe besteht im Wesentlichen aus zwei in einem Gehäuse nebeneinander eingeschlossenen einfachen Injectoren mit paralleler Achsenrichtung. Der Dampfeinlass in die Düsen erfolgt durch Öffnen der Dampfventile (Kegelventile) mittels eines doppelarmigen Hebels. In Fig. 84, Text, ist dieser doppelarmige Hebel in seiner tiefsten Lage gezeichnet, in welchen beide Ventile auf ihren Sitzen aufliegen und durch den Dampfdruck geschlossen sind.

Die innere Einrichtung zeigt nur Düsen und keinen freien Übersprungsraum. Der eine der beiden Injectoren, in Fig. 84, Text, der linksseitige, saugt das Wasser an und führt es dem zweiten zu, wie durch Pfeile angedeutet. Letzterer treibt das ihm zugeführte Wasser unter entsprechender Druckvermehrung in den Dampfkessel. Der Abschlusshahn *E*, Fig. 83, Text, welcher bei der Öffnung der Ventile durch eine Zugstange ebenfalls mitbewegt wird, lässt bei Ingangsetzung des Injectors freie Ausströmung zu, und zwar zuerst aus dem saugenden Injector, sodann aus dem drückenden Injector und ist abgeschlossen, sobald zu Ende der Hebelbewegung die Ventile *VV* vollständig geöffnet sind.

Die Ingangsetzung dieses anscheinend complicierten Injectors erfolgt ähnlich wie jene des Friedmann'schen Automatic-Injectors durch eine einzige langsam ausgeführte Bewegung des in Fig. 83, Text, sichtbaren Handhebels *B*. Es wird hierdurch der im Injector angebrachte Doppelhebel (*B*, Fig. 84, Text), welcher auf einem excentrischen Zapfen der Drehungsachse des Handhebels (*B*, Fig. 83, Text) gelagert ist, derart bewegt, dass zuerst das Ventil des linksseitigen Injectors geöffnet wird und das von diesem gelieferte Wasser durch den gleichzeitig bewegten Abflusshahn *E* abfließt, darnach auch das Ventil des zweiten Injectors sich hebt, endlich der Abflusshahn geschlossen wird und sohin die Speisung beginnt, indem nunmehr das Wasser vom zweiten Injector durch das sich öffnende Druckventil in das Speiserohr zu gehen gezwungen ist.

Bei der Drehung der Hebelachse steigt nämlich der excentrische Zapfen, auf welchem der Doppelhebel *B* wie ein Wagebalken frei beweglich ist, nach aufwärts. Da nun auf beiden Ventilen *VV* der Dampfdruck lastet, so wird sich zunächst das kleinere Heben, u. zw. so lange, bis es mit dem oben daran vorhandenen Ansatze an der Wandung des Injectorgehäuses anstößt, wie in Fig. 9, Taf. XXII, gezeichnet ist. Nun bildet die obere Anlagfläche dieses Ventiles den Drehpunkt für die

Weiterbewegung des Doppelhebels und mithin wird nun auch das größere Ventil von seinem Sitze abgehoben, u. zw. soweit, bis es ebenfalls mit seinem oberen Ansatze an der Wandung des Injectorgehäuses anschlägt wie in Fig. 10, Taf. XXII, gezeichnet ist.

Fig. 83. Ansicht.

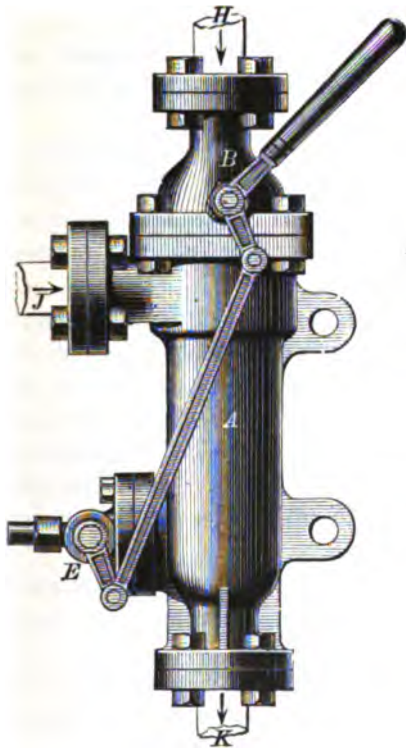
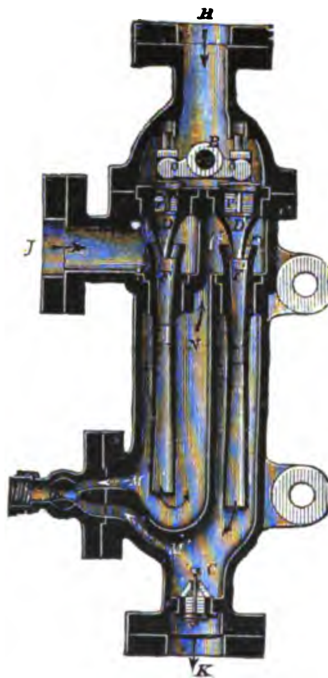


Fig. 84. Durchschnitt.



Körtings Universal-Injector.

A Gehäuse. *B* Handhebel. *V V'* Dampfventile. *M M'* Ablaufscanäle. *E* Abschlusshahn. *D D'* Dampfdüsen. *F F'* Condensationsdüsen. *C* Druckventil. *N* Zwischenraum. *J* Saugrohr. *K* Druckrohr. *H* Dampfrohr.

Das sich hier nach unten öffnende Druckventil *C* (Fig. 84, Text) wird bei Abstellung des Injectors durch den Wasserdruck im Druckrohr geschlossen.

Injectoren dieser Art werden als Kaltwasser-Injectoren und als Heißwasser-Injectoren geliefert; erstere für 1,5 *m* Saughöhe und 40° C.

Speisewassertemperatur oder für 3 *m* Saughöhe und kaltes Speisewasser, letztere für zufließendes Wasser bis zu 63° C. bei 2 *m* Saughöhe bis 60° C. und bei 6 *m* Saughöhe für kaltes Speisewasser.

Der hauptsächlich bei Locomotivkesseln angewendete Injector von Schau arbeitet mit zufließendem Wasser und hat weder eine Nadel noch ein Ventil innen eingeschlossen, also constante Öffnung der Dampfdüse.

Das Wasser fließt demselben von einem 1 bis 2 *m* höher als der Injector aufgestellten Wasserbehälter zu und die Menge desselben wird durch ein Absperrventil reguliert.

Zur Verhinderung des Luftsaugens durch den Übersprungsraum ist entweder ein einfaches Schlabber-Druckventil oder ein Schlabber-, Druck- und Saugventil vorhanden, in letzterem Falle kann durch den Übersprung Wasser nachgesaugt und sohin die Wirkung des Injectors erhöht werden.

Beim Anlassen dieses Injectors öffnet man zuerst das Dampfventil ein wenig, damit das etwa im Dampfrohr stehende Condensationswasser abfließen kann; hierauf schließt man das Dampfventil wieder, öffnet das Wasserventil und gleich wieder das Dampfventil, wonach der Injector arbeitet. Schließlich wird der Wasserzufluss so lange reguliert. bis beim Schlabberventil kein Wasser mehr abläuft. Beim Abstellen dieses Injectors wird zuerst das Dampfventil und dann das Wasserventil geschlossen.

Bei Anwendung eines einfachen Druckventils zum Schlabberraum speist der Injector Wasser bis 30° C. und bei Anwendung eines Saug- und Druckventil solches bis 60° C. Temperatur.

Der Friedmann'sche nichtsaugende Injector für Locomotiven hat unveränderliche Dampfdüsenöffnung wie der vorhergehende, aber hinter der Wasserdüse noch die zweite mit dem eine Art Windkessel bildenden Hohlraum communicierende Düse wie der in Fig. 73, Text, abgebildete Injector.

Der Injector von Giffard hatte sowohl veränderliche Durchgangsöffnung der Dampfdüse als auch veränderliche Durchgangsöffnung für die Wasserdüse und bietet wohl nur mehr geschichtliches Interesse.

Mit Rücksicht auf den verhältnismäßig großen Dampfverbrauch der Injectoren ist deren Anwendung auf solche Fälle zu beschränken, in welchen die durch den Dampf bewirkte Erwärmung des Wassers vortheilhaft ist wie z. B. bei der Speisung von Dampfkesseln.

Eine **kolbenlose, durch Dampf betriebene Pumpe** eigener Art, mit Saug- und Druckventilen, ist der in neuerer Zeit zur Grubenentwässerung und zur Wasserhebung zur Anwendung kommende **Pulsometer**, welcher von einzelnen Fabriken als Specialität gebaut wird.

Der älteste Pulsometer ist der **Hall'sche Pulsometer**, welcher gegenwärtig in der durch Anwendung der Eichler'schen Pendelsteuerung verbesserten Construction von Carl Eichler, vormals C. Henry Hall in Berlin und Wien ausgeführt wird. Derselbe ist in Fig. 85 und 86, Text, in zwei zueinander senkrechten Verticalschnitten, in Fig. 87, Text, in der Draufsicht und in Fig. 88, Text, im perspectivischen Bilde dargestellt.

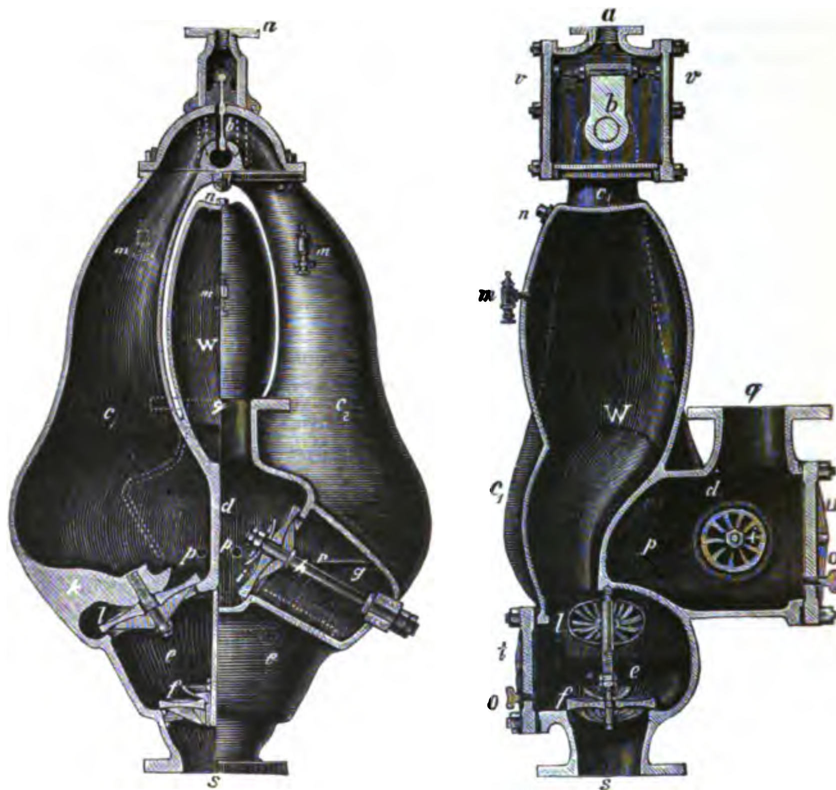
Dieser Pulsometer besteht aus einem einzigen Gussstück, welches die beiden flaschenförmig nach unten erweiterten Pumpenkammern $c_1 c_2$, den darunter befindlichen und durch die beiden Saugventilöffnungen damit communicierenden Saugkasten e, den mit dem Saugkasten durch einen verticalen Canal communicierenden Saugwindkessel W, und den durch die Druckventilöffnungen mit den Pumpenkammern communicierenden Druckkasten d einschließt. Der Saugkasten enthält über dem zum Anschluss des Saugrohres dienenden Flanschenstutzen s noch ein drittes Saugventil, gemeinschaftliches Fußventil f, und der Druckkasten endet oben mit den zum Aufschrauben des Druckrohres oder Steigrohres dienenden Flanschenstutzen q.

Die nach aufwärts gehenden Hälse der beiden Pumpenkammern münden einander gegenüber mit je einer kreisrunden Öffnung in den Dampfraum des Pulsometerkopfes und werden abwechselnd durch das pendelnde Dampfsteuerungsventil oder die Pendelzunge b für den Eintritt des durch das bei a eingeschraubte Dampfzuführungsrohr zufließenden Dampfes geöffnet und geschlossen.

Zum Einbringen und Nachsehen der Ventile ist je eine mit einem angeschraubten Deckel u verschlossene seitliche Öffnung im Saugkasten e und im Druckkasten d vorhanden. Entsprechend hoch oben ist an den beiden Pumpenkammern und eventuell auch an dem mit seinem oberen Theile dazwischen eingeschlossenen Saugwindkessel je ein sich selbstthätig nach innen zu öffnendes Luftventil m angebracht. Der Dampfraum im Pulsometerkopfe ist zum Zwecke der Bearbeitung der Anlagflächen für das Dampfsteuerungsventil b sowie zum Einbringen und Nachsehen desselben mit zwei seitlichen einander gegenüberliegenden Öffnungen versehen, welche durch angeschraubte Deckel $v v$ verschlossen sind.

Am unteren Ende des an den geflanschten Stutzen *s* des Saugkastens anzuschließenden Saugrohres wird ein Saugkorb und ein selbstthätiges Saugventil (Fußventil) angebracht, um das Saugrohr vor Ingangsetzung des Pulsometers mit Wasser füllen zu können.

Fig. 85. Schnitt *ABCD* Fig. 87. Fig. 86. Schnitt *EF* Fig. 87.



Hall'scher Pulsometer von C. Henry Hall Nachfolger Carl Eichler in Berlin. (Fig. 85 bis 88.)

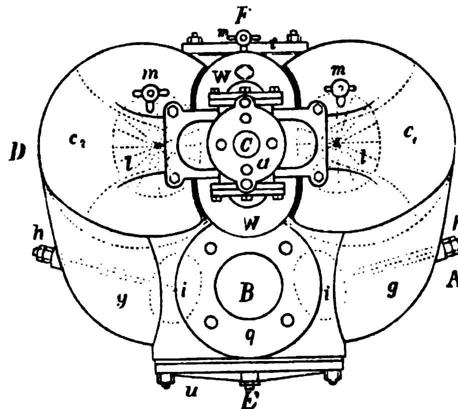
Auch der Pulsometer wird nach erfolgter Aufstellung vor seiner Ingangsetzung mit Wasser gefüllt.

Zur Ingangsetzung und Abstellung des Pulsometers ist in die Dampfrohrleitung über dem Pulsometer ein Dampfabsperrventil oder Dampfeinlaßventil eingeschaltet, wie in Fig. 88, Text, ersichtlich. Ist

der Pulsometer in einem Brunnen oder Schacht aufgestellt, so kann er durch ein Dampfeinlassventil von oben her in Betrieb gesetzt und abgestellt werden.

Als Saug- und Druckventile sind hier Kautschukventile angewendet, während früher an deren Stelle Metallkugelventile in Anwendung waren. Auch statt der oben in einem Drehbolzen aufgehängten pendelnden Klappe *b* war bei dem ursprünglichen Hall'schen Pulsometer ein auf einem Sattel nur wenig unterhalb der Mündungen der Hälse der beiden Pumpenkammern frei aufliegendes Metallkugelventil und nach diesem eine ebenso auf diesem nur wenig unterhalb dieser Mündungen angebrachten Sattel

Fig. 87. Draufsicht.



Hall'scher Pulsometer von C. Henry Hall Nachfolger Carl Eichler in Berlin. (Fig. 85 bis 87.)

a Dampfrohrflansche. *b* Pendelzunge, Dampfsteuerungsventil. $c_1 c_2$ Pumpenkammern. *d* Druckkasten. *e* Saugkasten. *f* Gemeinschaftliches Fussventil. *g* Druckcanal. *h* Drucksternstütze. *i* Druckventilklappe mit Stern. *k* Saugventilklaue oder Saugsternhalter. *l* Saugventilklappe mit Stern. *m* Luftventile. *n* Auffüllschraube. *o* Ablassschrauben an den Deckeln der Ventilkästen. *pp* Zwei Einspritzlöcher. *q* Druckrohrflansche. *r* Condensationslinie. *s* Saugrohrflansche. *t* Deckel am Saugventilkasten. *u* Deckel am Druckventilkasten. *rv* Deckel am Pendelkopfe. *W* Saugwindkessel.

frei aufliegende, kurze, im labilen Gleichgewichte nach aufwärtsstehende Metallventilklappe vorhanden, welche jedoch ihrer Aufgabe nicht so vollkommen entsprochen haben, wie das hier gezeichnete als Pendel ausgeführte Dampfsteuerungsventil *b*.

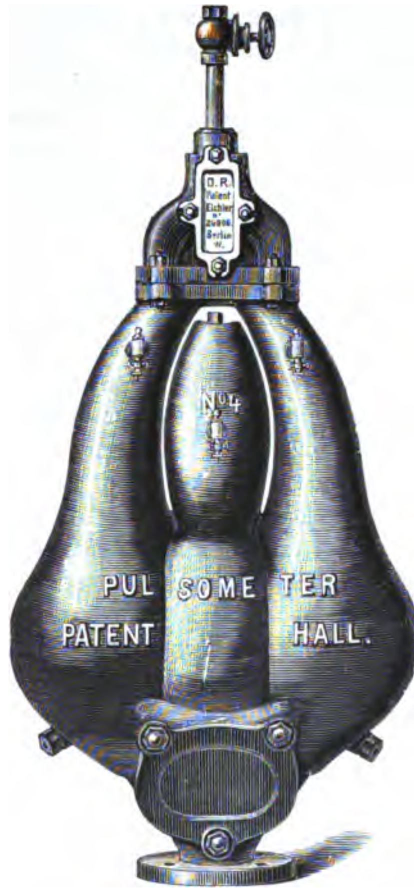
Der Vorgang der Wasserhebung mittels des Pulsometers besteht darin, dass bei Stellung des Dampfsteuerungsventiles in Fig. 85, Text, der aus dem Dampfzuleitungsrohr bei *a* in den Pulsometer-Pendelkopf

eintretende Dampf in die für die Dampfeinströmung offene linksseitige Dampfkammer c_1 eintritt und das darin befindliche Wasser durch das Druckventil in den Druckkasten d und sofort in das Druckrohr oder Steigrohr drückt. Zwischen Dampf und Wasser befindet sich hierbei eine Luftschichte, so dass der Dampf nicht in unmittelbare Berührung mit der Wasseroberfläche tritt. Die eigenthümliche, nach unten zu flaschenförmig erweiterte Form der Pumpenkammer bringt es mit sich, dass der Dampf beim Niedergehen des Wasserspiegels anfänglich auf eine kleine Wasseroberfläche drückt und daher der Wasserspiegel ohne eine merkliche Condensation bis zur horizontalen Oberkante r, d. i. zur Condensationslinie der Communicationsöffnung zwischen der Pumpenkammer und dem Abflussraum zum Druckventile sinkt. Sobald jedoch der Wasserspiegel die Kante r dieser Communicationsöffnung erreicht hat, condensiert der Dampf rasch infolge der eintretenden Wallungen des Wassers und diese Condensation wird durch die Einspritzlöcher pp aus dem Druckkasten, ferner den geringen Überdruck des Wassers im Windkessel W und infolge dessen durch das Saugventil eintretendes Wasser derart gefördert, dass fast augenblicklich ein so bedeutendes Vacuum in der inbetracht stehenden linksseitigen Pumpenkammer eintritt, welches im Zusammenhange mit dem in der rechtsseitigen Pumpenkammer vorhandenen vom darin aufsteigenden Wasser herrührenden Überdruck die selbstthätige Bewegung des Dampfsteuerungsventiles b nach links und hiermit den Abschluss der Dampfeinströmungsöffnung der linksseitigen Pumpenkammer und gleichzeitig das Öffnen der Dampfeinströmungsöffnung der rechtsseitigen Pumpenkammer zur Folge hat. Es folgt nun in der letzteren das nämliche Spiel der Wasserförderung in das Druckrohr, welches soeben bei der linksseitigen Pumpenkammer verfolgt wurde.

Infolge des in der linksseitigen Pumpenkammer eingetretenen Vacuums hat sich das diese mit dem Druckraum verbindende Druckventil geschlossen und das sie mit dem Saugraume verbindende Saugventil geöffnet. Auch das im Saugraum befindliche selbstthätige Saugventil hat sich ferner geöffnet und es wird das Wasser, infolge des auf den Wasserspiegel im Brunnen oder in der Baugrube, woraus der Pulsometer schöpft, herrschenden äußeren Luftdruckes, im Saugrohr nach aufwärts getrieben und füllt die linksseitige Pumpenkammer wieder, indem es mit der dem vorhandenen äußeren Überdruck und der eintretenden Querschnittsverminderung entsprechenden Geschwindigkeit in der Pumpenkammer aufwärts steigt. Dieser äußere Überdruck hat auch die Eröffnung des

Luftventiles *m* und hierdurch den Eintritt einer kleinen Menge Luft zur Folge, welche sich über dem im oberen engeren Theile der Pumpenkammer immer rascher ansteigenden Wasser ansammelt. Durch die Wirkung

Fig. 88. Ansicht.



Hall'scher Pulsometer von C. Henry Hall Nachfolger Carl Eichler in Berlin.

der lebendigen Kraft des ansteigenden Wassers, wird die Luft über demselben schließlich soweit comprimiert, dass der Druck derselben den äußeren Luftdruck übersteigt. Es schließt sich sodann das Luftventil, die Compression der Luft schreitet fort, bis endlich infolge derselben, und wegen

des Zusammenhanges dieses Vorganges mit der in der rechtsseitigen Pumpenkammer mittlerweile eingetretenen Condensation und infolge des dort zustande gekommenen Vacuums die sebstthätige Bewegung des Dampfsteuerungsventiles *b* wieder nach rechts erfolgt. Hiernach ist wieder die Dampfeinströmung in die rechtsseitige Pumpenkammer unterbrochen und jene in die linksseitige Pumpenkammer eröffnet, also derselbe Stand erreicht wie er in Fig. 85, Text, dargestellt ist. Die Luft im oberen Theile der Pumpenkammer diente hierbei zugleich als elastischer Puffer zur Vermeidung eines Wasserstoßes zu Ende des Wasseraufwärtsganges und zu demselben Zwecke dient die Luft in dem Windkessel, an welchem eventuell ebenfalls ein Luftventil angebracht sein kann.

Es wiederholt sich nun das hier beschriebene Spiel in beiden Pumpenkammern in regelmäßiger Aufeinanderfolge. Durch diese regelmäßige Aufeinanderfolge einer Saug- und Druckperiode in einer Pumpenkammer und das abwechselnde Eintreten derselben in der zweiten Pumpenkammer in der Weise, dass immer das Ende der Druckperiode in der einen Pumpenkammer mit dem Anfang der Druckperiode in der zweiten Pumpenkammer zusammenfällt, ergibt sich eine annähernd continuierliche Wasserlieferung durch den Pulsometer. Saug- und Druckperiode in je einer Kammer wird eine Pulsation genannt.

Die Luftventile *m* sind zur Hubbegrenzung mit außen hängenden Schraubenmuttern versehen, welche von Hand nachgestellt werden können, um die bei jeder Pulsation eintretende Luftmenge mit Rücksicht auf einen guten Gang des Pulsometers regulieren zu können.

Die Hubhöhe der Luftventile beträgt 2 bis 3 *mm* bei geringer Saughöhe, dagegen nur $^1/_2$ bis 1 *mm* bei einer Saughöhe von 4 bis 6 *m*. Bei geringerer Saughöhe kann auch am Windkessel ein (drittes) Luftventil angebracht werden.

Wie schon erwähnt, muss der am Aufstellungsplatze richtig montierte Pulsometer vor seiner ersten Ingangsetzung mit kaltem Wasser gefüllt werden. Das Füllen desselben erfolgt entweder durch eine Abzweigung des Druckrohres oder, durch das Druckrohr selbst.

Der Vorgang bei der Ingangsetzung des Pulsometers ist dann folgender:

Man öffnet das über dem Pulsometer angebrachte Dampfabsperrventil oder Dampfeinlassventil plötzlich und schließt es schnell wieder. Es erfolgt hierdurch die erste Entleerung derjenigen Pumpenkammer in welche eben der Dampf einströmte und man hört das selbstthätige Dampf-

steuerungsventil spielen und den Pulsometer ansaugen. Darauf öffnet man das Dampfeinlassventil von neuem, wonach der Pulsometer in regelmäßigen Gang kommt. Das Dampfeinlassventil darf nur wenig geöffnet sein ($^1/_4$ bis $^3/_4$ einer Spindelumdrehung), denn durch ein zu weites Öffnen desselben tritt zu viel Dampf in den Pulsometer und dieser kann nicht ansaugen, weil kein Vacuum entstehen kann.

Während des Ganges des Pulsometers ist der Saugwindkessel kühl, die Kammerhälse aber sind oben warm und unten kühl.

Die Anzahl der minutlichen Pulsationen kann 10 bis 60 betragen. Dieselbe wächst mit steigendem Dampfdrucke und geringerer Förderhöhe und ist am größten bei der kleinsten Saug- und Druckhöhe.

Bei überschüssiger Dampfmenge nimmt die minutliche Anzahl der Pulsationen ab.

Bei richtiger Ventileinstellung machte z. B.:

Ein Pulsometer, welcher pro Pulsation 8,5 l Wasser auf die Förderhöhe $H = 84$ m liefert

bei $p = 3,9$ Atmosphären Überdruck, $n = 25,5$ Pulsationen pro Min.
" $p = 4$ " " $n = 27$ " " "
" $p = 4,5$ " " $n = 27,5$ " " "
" $p = 4,7$ " " $n = 29$ " " "

Ein Pulsometer, welcher pro Pulsation 12 l Wasser auf die Förderhöhe $H = 31$ m liefert

bei $p = 4,5$ Atmosphären Überdruck, $n = 26$ Pulsationen pro Min.
" " $= 6,5$ " " $n = 48$ " " "

Ein Pulsometer, welcher pro Pulsation 100 l Wasser auf circa 14 m Höhe lieferte

bei $p = 1,8$ Atmosphären Überdruck, $n = 40$ Pulsationen pro Min.

Die Admissionsdampfspannung p im Pulsometer, in Atmosphären Überdruck gemessen, soll mindestens ein Achtel der in Meter ausgedrückten Förderhöhe betragen, also z. B. für $H = 6$ bis 8 m Förderhöhe, $p = 1$ at Überdruck Admissionsdampfspannung und für $H = 35$ bis 40 m, $p = 5$ at Überdruck. Zweckmäßiger Weise wird die Dampfspannung im Kessel um 1 bis 1,5 Atmosphäre höher angenommen als der Druck der Wassersäule im Pulsometer ist.

Die Saughöhe soll 4 bis 6 m nicht übersteigen, obwohl sie bei verminderter Leistungsfähigkeit bis 8 m betragen kann.

Die Leistungfähigkeit des Pulsometers im Verhältnisse zur verbrauchten Dampfmenge wird um so größer, je rascher das selbstthätige Dampfsteuerungsventil nach dem Niedergange des Wasserspiegels bis zur horizontalen Oberkante der Wasserübertrittsöffnung aus der Pumpenkammer in den Raum unterhalb des Druckventiles, d. i. zu Ende der

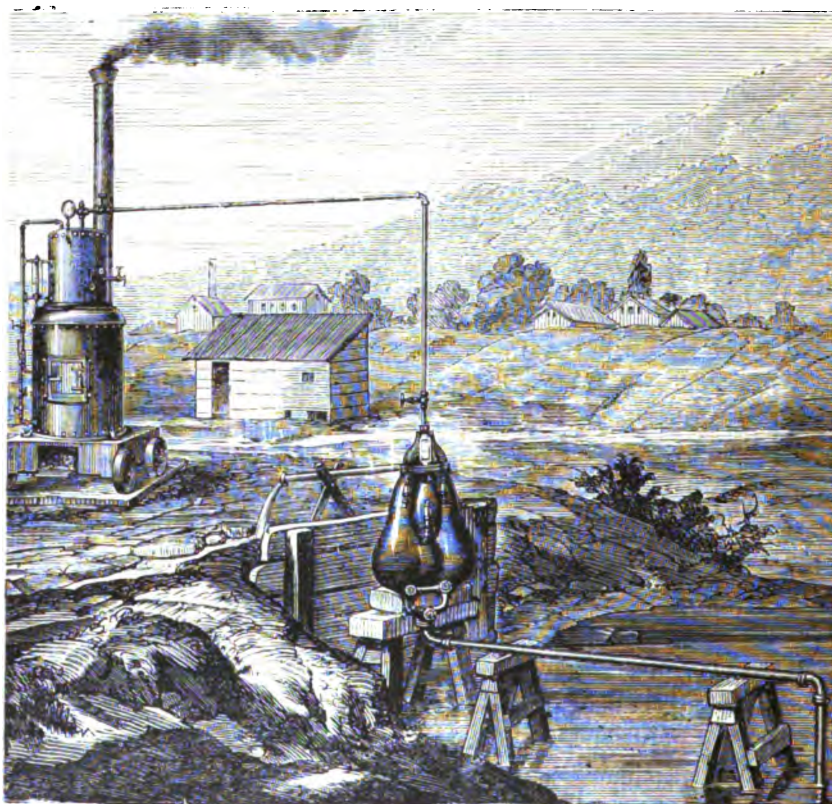


Fig. 89. Entwässerung einer Baugrube mittels des Hall'schen Pulsometers.

Druckperiode den Dampfeintritt in diese Pumpenkammer abschließt. Es ist somit wichtig, dass das selbstthätige Dampfsteuerungsventil rechtzeitig rasch umsteuert. Es setzt sich nämlich der Dampfverbrauch des Pulsometers zusammen aus dem nutzbaren Dampfverbrauch gleich der Füllung der Pulsometerkammer bis zur Oberkante der Wasserübertrittsöffnung

und aus dem Dampfverluste, welcher dadurch eintritt, dass in das bereits in der Pumpenkammer nach Schluss der Druckperiode entstandene Vacuum solange Dampf nachströmt, bis das selbstthätige Dampfsteuerungsventil die Dampfeintrittsöffnung geschlossen hat.

Durch die bei dem in Rede stehenden Hall'schen Pulsometer angewendete, in Fig. 85 und 86, Text, gezeichnete Eichler'sche Pendelsteuerung ist der bei den früher angewendeten Kugelventilen und kurzen, im labilen Gleichgewichte nach aufwärtsstehenden, auf einem Sattel frei aufliegenden Metallventilklappen vorhandene Übelstand der zu langsamen Umsteuerung beseitigt. Das im Dampfraume frei aufgehängte Steuerungspendel hat bei seiner Bewegung keine Reibung unter Dampfdruck zu überwinden und bewirkt die rasche Umsteuerung, indem es selbstthätig unter dem Einflusse seines Trägheitsmomentes weiter schwingt, sobald als die Differenz der Drucke in beiden Pumpenkammern zu Ende der Saugperiode in der einen und zu Beginn der Saugperiode in der anderen Kammer des Pulsometers den Bewegungsanlass bietet.



Fig. 90. Aufhängung des Hall'schen Pulsometers in einem Brunnenschacht.

Hiernach kann man annehmen, dass der Pulsometer mit Pendelsteuerung eine hohe Leistungsfähigkeit besitzt, und mit einem im Verhältnisse zur gehobenen Wassermenge auf das nothwendige Maß herabgeminderten Dampfverbrauch arbeitet.

Als Maßstab für die Leistungsfähigkeit des Pulsometers dient die Erwärmung oder Temperaturerhöhung des gehobenen Wassers durch die zu seiner Hebung verbrauchte Dampfmenge. Je mehr Dampf während der Dauer der Umsteuerung in das Vacuum nachströmt, je größer also der Dampfverlust im Verhältnisse zum nutzbaren Dampfverbrauche ist, desto größer wird unter sonst gleichen Verhältnissen die Temperaturerhöhung des gehobenen Wassers.

Nachdem aber der Dampfüberdruck im Pulsometer im Verhältnisse zur Förderhöhe stehen muss, und die in einem gleichen Volumen Dampf

enthaltene Gesammtwärme umso größer ist, je höher die Dampfspannung ist, so ergibt sich, dass die Temperaturerhöhung des geförderten Wassers mit der Förderhöhe zunehmen wird.

Nach vielfachen Beobachtungen kann man die Temperaturerhöhung des gehobenen Wassers bei Anwendung des Hall'schen Pulsometers mit Eichler'scher Pendelsteuerung durchschnittlich mit $\tau = 0{,}11$ bis $0{,}2^{\circ}$ C. für je 1 *m* Förderhöhe, also die gesammte Temperaturzunahme t für die in Meter ausgedrückte Förderhöhe H mit $t = \tau \, . \, H = 0{,}11 \, H$ bis $0{,}2 \, H$ annehmen.

Der Pulsometer kann sowohl auf fester Unterlage stabil aufgestellt werden, wie z. B. zur Wasserhebung im Fabriksbetriebe, oder kann an einer Kette hängend mittels Flaschenzug zum Heben und Senken in einen Brunnen, in einen Schacht oder in einer Baugrube aufgestellt werden.

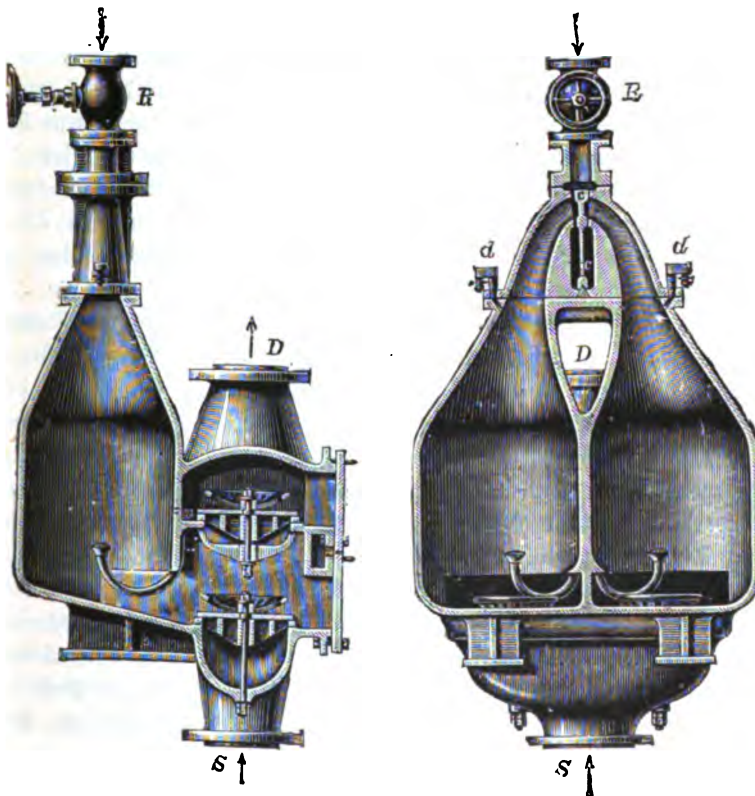
Die Einfachheit seiner Construction und dadurch begründete hohe Sicherheit gegen Betriebsstörungen durch Bruch oder Abnützung einzelner Constructionstheile durch im Wasser enthaltenen Sand u. dgl., sowie seine durch die Anwendung der Eichler'schen Pendelsteuerung zu ganz bedeutender Höhe gebrachte Leistungsfähigkeit lassen den Pulsometer sowohl zur Hebung großer Wassermengen im Fabriksbetriebe als auch zur Förderung bedeutender Wassermengen bei Entwässerung von Baugruben und zur Wasserhaltung in Bergwerken sehr geeignet erscheinen. Für die in Bergwerken vorkommenden 30 bis 40 *m* übersteigenden Förderhöhen werden mehrere Pulsometer über einander gestellt, so dass die Förderhöhe für jeden einzelnen Pulsometer die durch den Dampfverbrauch in ökonomischer Beziehung gebotene Grenze von 30 bis 40 *m* nicht übersteigt.

Im allgemeinen läst sich ein Pulsometer überall anwenden, wenn man nur den erforderlichen Dampf zur Verfügung hat. Die bescheidenen Anforderungen hinsichtlich seiner betriebsfähigen Aufstellung sichern ihm die Anwendung in Fällen ungünstiger localer Verhältnisse, welche die Aufstellung anderer Arten von Pumpen schwierig oder vielleicht gar nicht durchführbar erscheinen lassen.

In Fig. 89, Text, ist die außerordentlich einfache und rasch durchführbare Montierung des Hall'schen Pulsometers zur Entwässerung einer Baugrube dargestellt. Den zum Pulsometerbetrieb erforderlichen Dampf liefert hierbei ein neben der Baugrube aufgestellter transportabler Dampfkessel. Fig. 90, Text, zeigt die Aufhängung des Pulsometers mittels einer Kette in einem Brunnenschacht.

In Fig. 91 und 92, Text, ist Körtings Pulsometer in 2 zueinander senkrechten Verticalabschnitten dargestellt. Derselbe enthält ebenfalls die beiden flaschen- oder birnförmigen Pumpenkammern nebst der Saugkammer und Druckkammer in einem Gußstück, jedoch ohne den beim Hall'schen Pulsometer zwischen den beiden Pumpenkammerhälsen

Fig. 91. Fig. 92.



Körtings Pulsometer.

liegenden Saugwindkessel. Die beiden nach oben sich verengenden Pumpenkammern werden durch ein langes zungenförmiges, auf einem tief unter den Dampfeintrittsöffnungen angebrachtem Sattel frei aufliegendes Dampfsteuerungsventil *c* für den Dampfeintritt abwechselnd geöffnet und geschlossen.

Der untere Theil jeder Kammer steht durch je eine Öffnung mit horizontaler Oberkante mit dem Raume zwischen dem Saug- und Druckventile in Verbindung. Unterhalb der beiden Saugventile befindet sich die gemeinschaftliche Saugkammer mit geflanschten Stutzen *S* für das Saugrohr. Die beiden Druckventile befinden sich unmittelbar über den beiden Saugventilen. Durch diese Anordnung der Ventile hat diese Pulsometerconstruction den großen Vorzug, dass von einer Seite aus sämmtliche Ventile nachgesehen werden können und infolge dessen seine Aufstellung nie Schwierigkeiten bietet. Dadurch ist auch erreicht, dass die Mittellinien des bei *S* angeschraubten Saugrohres und des bei *D* aufgeschraubten Druckrohres in eine gerade verticale Linie zusammenfallen, wodurch die constructive Durchbildung vervollkommt erscheint. Jede der beiden Pumpenkammern besitzt im oberen Theile ein sich nach innen öffnendes Luftventil zur Einführung von Luft und im unteren Theile ein Einspritz- oder Injectionsrohr, welches zur Druckkammer führt und zur Einspritzung von kaltem Wasser dient.

Der Dampf tritt aus dem Dampfzuleitungsrohr durch das Dampfeinlassventil *R* an der einen Seitenfläche der Ventilzunge *c* vorbei in den Hals der einen Pumpenkammer, und zwar in Fig. 92, Text, in die linksseitige Pumpenkammer. Die gegenüberliegende Dampfeintrittsöffnung der rechtsseitigen Pumpenkammer ist indessen durch die anliegende Ventilzunge geschlossen. Der sohin in die linksseitigen Pumpenkammer eintretende Dampf drückt auf das darin befindliche Wasser, welches infolge dieses Druckes durch das Druckventil in die Druckkammer entweicht und sofort in dem Druckrohr aufsteigt. Sobald das Wasser die horizontale Oberkante der Übertrittsöffnung in den Raum zwischen dem Saug- und Druckventil erreicht hat, mischt sich der Dampf mit dem aufwallenden Wasser und es entsteht infolge eintretender Condensation plötzlich eine geringe Druckverminderung, welche im Zusammenhange mit dem Vorgange in der rechtsseitigen Pumpenkammer das Umlegen der Ventilzunge *c* und hierdurch den Abschluss des ferneren Dampfeintrittes bewirkt. Gleichzeitig spritzt durch das Einspritzrohr kaltes Wasser aus der Druckkammer in die Pumpenkammer und bewirkt eine kräftige Condensation des Dampfes darin. Infolge des hierdurch entstehenden Vacuums steigt das Wasser aus dem Saugrohr durch das Saugventil aufwärts und füllt die Pumpenkammer, während inzwischen das gleiche Spiel in der rechtsseitigen Pumpenkammer vor sich geht. Dadurch, dass schon durch die geringste Spannungsdifferenz die Umsteuerung durch das zungenförmige

Dampfsteuerungsventil *c* bewirkt wird, und mithin sofort nach erfolgter Druckverminderung in der Pumpenkammer der Dampfabschluss erfolgt, ist der Dampfverbrauch auf das nothwendige im Verhältnis zur geförderten Wassermenge stehende Maß beschränkt.

Hinsichtlich der Aufstellung und Handhabung dieses Pulsometers sind nachstehende Vorschriften zu beobachten:

1. Der beste Effect und die höchste Leistung wird erreicht, wenn eine Saughöhe von 3 *m* nicht überschritten wird und wenn bei einer Förderhöhe von 10; 20; 30 *m* der Dampfdruck, beziehungsweise 2; 3,5; 5 *at* beträgt. Wenn irgend wie möglich, sollte der Pulsometer 3 bis 4 *m* über dem Spiegel der zu hebenden Flüssigkeit aufgestellt werden, weil er dann den günstigsten Nutzeffect ergibt; er functioniert allerdings noch bei 7 bis 8 *m* Saughöhe, aber mit verringertem Nutzeffect.

2. Das Ende der Saugleitung muss mindestens 0,5 *m* unterhalb des Wasserspiegels liegen, damit keine Luft von unten eingesaugt wird und soll mit einem Saugkorb und selbstthätigen Saugventil (Rückschlagventil) versehen sein. Die Saugleitungen sind stets vom Pulsometer nach der zu hebenden Flüssigkeit hin continuierlich fallend anzulegen, so dass sich absolut keine Luftsäcke bilden können. Ist die Saugleitung sehr lang, so ist ein entsprechend großer Saugwindkessel erforderlich. Scharfe Krümmungen sind wie überall bei Rohrleitungen auch hier zu vermeiden, ebenso Verengungen in der Saugleitung, weil dieselben die Wirkung des Pulsometers beeinträchtigen. Bei einer langen Druckleitung ist die Einschaltung eines Druckwindkessels von Vortheil.

3. Die Dampfleitung ist stets direct vom Kessel abzuleiten, denn die Abzweigung von einem Dampfrohr, welches für andere Zwecke Dampf in sehr ungleichmäßiger Weise abzugeben hat, beeinträchtigt die Wirkung des Pulsometers in hohem Grade. Die Dampfleitung muss entweder nach dem Dampfkessel oder nach dem Pulsometer zu continuierlich fallen, so dass sich in derselben kein Wassersack bildet. Das Dampfregulierungsventil *R* ist unmittelbar oberhalb des Pulsometers zu montieren und, wenn erforderlich, ein zweites Ventil zur Bequemlichkeit der Ingangsetzung des Pulsometers an irgend einem convenierenden Platze in die Dampfleitung einzuschalten.

4. Um den Pulsometer in Betrieb zu setzen, schließe man die Luftventile *d* zu, öffne dann ein wenig das Dampfventil und schließe es rasch wieder und wiederhole diesen Vorgang einigemale, wobei man zwischen dem Öffnen und Schließen nur eine kurze Zeit verstreichen lässt,

während man zwischen dem Schließen und Wiederöffnen einen Zeitraum von einigen Secunden innehält. Der Dampf treibt hierdurch die Luft aus dem Apparat, condensiert und saugt das Wasser durch die Saugleitung an. Tritt das Wasser in den Apparat, so fängt derselbe selbstthätig an zu pulsieren und nun läſst man das Dampfventil soweit offen als nothwendig erscheint. Tritt eine unruhige Umsteuerung ein, so löst man die Stellmutter der Luftventile ein wenig und reguliert dann den Dampfzutritt vermittels des Dampfeinlaſsventiles so, daſs nur soviel Dampf eintritt, als genügt, um die eine Pumpenkammer ebenso schnell zu entleeren als sich die andere füllt.

Wie weit das Dampfventil zu öffnen ist, hängt von dem Verhältnisse der Höhe der Dampfspannung zur Förderhöhe ab. Ist erstere hoch, letztere klein, so genügt oft schon 0,1 Umdrehung des Handrades am Ventile, um den Pulsometer in günstiger Weise in Betrieb zu setzen. Der Hub der Luftventile ist nach der Saughöhe zu regulieren, indem bei niederer Saughöhe zum regelmäßigen Gange des Pulsometers mehr Luft erforderlich ist als bei großer Saughöhe.

5. Nach erfolgter Regulierung der Luftventile und des Dampfeinlaſsventiles, welches bei der ersten Ingangsetzung zu bewirken ist, beläſst man, wenn die Betriebsdampfspannung annähernd die gleiche ist, dieselben stets genau in der gleichen Einstellung und setzt den Pulsometer einfach durch Öffnen und beziehungsweise Schließen des Dampfabsperrventiles am Dampfkessel oder eines an sonst geeigneter Stelle eingeschalteten zweiten Ventiles in oder außer Betrieb.

6. Ist der Pulsometer heiß geworden, bevor er angesaugt hat, was bei kleinen Pulsometern, sehr langer Saugleitung und großer Saughöhe leicht eintreten kann, so muſs man den Pulsometer vor der neuerlichen Ingangsetzung mit kaltem Wasser füllen, und zwar entweder von oben durch das Druckrohr oder durch Abschrauben des Dampfkopfes.

7. Hört der Pulsometer auf ordnungsmäßig zu arbeiten, so kann die Ursache darin liegen, daſs das Saugrohr nicht genügend tief in das Wasser eintaucht und Luft eingesaugt wird, oder die Ventile nicht dicht schließen (namentlich die Saugventile müssen gut schließen), oder das Dampfsteuerungsventil mit Kesselstein oder Schlamm versetzt ist und eventuell gereinigt werden muſs, oder der Dampfdruck unmittelbar vor dem Pulsometer der Druckhöhe nicht entspricht, oder endlich das Dampfeinlaſsventil zu weit offen ist.

Fig. 93.



Fig. 94.

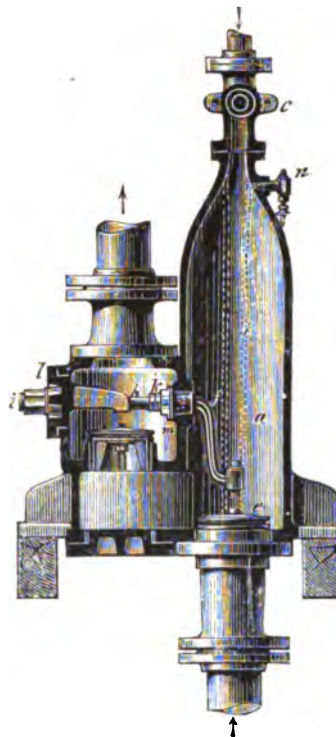


Fig. 95.

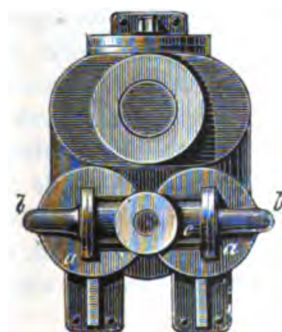
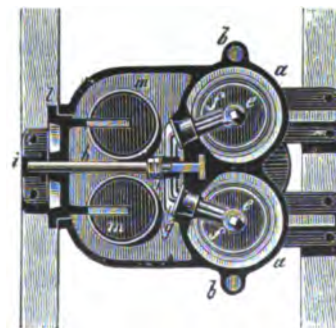


Fig. 96.



Präcisions-Pulsometer System Haußmann. (Fig. 93 bis 96.)

Ein durch seine constructive Durchführung von den vorgenannten wesentlich verschiedener Pulsometer ist der Präcisions-Pulsometer System Haußmann von C. Teudloff & Th. Dittrich in Wien. Die Detailconstruction desselben ist aus den Fig. 93 bis 97, Text, ersichtlich. Die Fig. 93 und 94, Text, stellen zwei zu einander senkrechte Verticalabschnitte und die Fig. 95, Text, die Draufsicht des Pulsometers dar. Fig. 96, Text, ist ein Horizontalschnitt über den Druckventilen mit der Draufsicht auf die Druck- und Saugventile. In Fig. 97, Text, ist der Saugkorb mit dem selbstthätigen Saugventil (Rückschlagventil, Fußventil) im Verticalabschnitt dargestellt.

Die Steuerung erfolgt durch ein Doppelventil *d* mit Kolbenführung in dem Steuercylinder *c*. An der Außenseite jeder der beiden Pumpenkammern *a a* ist je ein Canal *b* vorhanden. Diese Canäle *b b* münden einerseits in der Nähe der Condensationszone bei *b' b'* in die Pumpenkammern *a a*, andererseits communicieren sie mit den Räumen beiderseits hinter den Führungskolben des Dampfsteuerungs-Doppelventiles *d* und sind durch diese Kolben von dem durch das Dampfzuführungsrohr in die Dampfkammer eintretenden Dampf abgesperrt.



Fig. 97. Saugkorb mit selbstthätigem Saugventil.

Wie schon früher angegeben, liegt das Princip einer guten Steuerung darin, dass der Abschluss des Dampfzutrittes in die Pumpenkammern im richtigen Zeitpunkte erfolge. Dieser Zeitpunkt tritt dann ein, wenn der Dampf die in einer Pumpenkammer *a* befindliche, während der Saugperiode angesaugte Flüssigkeit bis zur oberen horizontalen Kante des zu den Druckventilen führenden Verbindungscanales herabgedrückt hat; denn in diesem Augenblicke wird das niedergehende Wasser durch zurückfallendes Druckwasser zum Aufwallen gebracht und die Condensation der benachbarten Dampfschichten herbeigeführt. In diesem Augenblicke, in welchem zugleich durch die entstehende Druckverminderung Druckwasser aus der Druckkammer durch eines der Injectionsröhrchen *ff* behufs einer weiteren, kräftigen Condensation des Dampfes in die Pumpenkammer gespritzt wird, muss der Dampfzutritt abgeschlossen werden, wenn nicht ein weiteres, die Vacuumbildung beeinträchtigendes übrigens nutzloses Nachströmen von frischem Kesseldampf stattfinden soll.

Dieser Anforderung ist bei dem Präcisions-Pulsometer dadurch entsprochen, dass die im unteren Kammertheile auftretende geringste

Druckverminderung im Augenblicke ihres Entstehens durch den Canal *b* in den Raum hinter dem Kolben im Steuercylinder *c* fortgepflanzt und so zur Umsteuerung benützt wird.

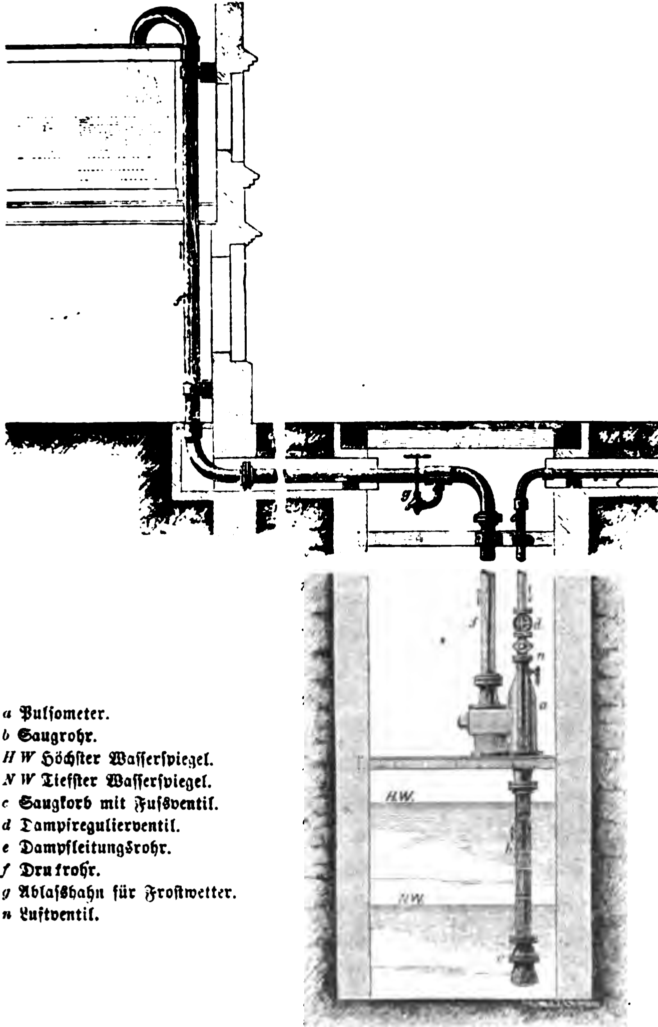


Fig. 98. Aufstellung des Präcisions-Pulsometers System Haußmann.

Da der jederzeitige Abschluss der Dampfeintrittsöffnung in die Pumpenkammer durch das flachsitzige Doppelventil erfolgt und die beiden damit verbundenen Kolben nur den Dampfzutritt in die Canäle *b b* abzusperren haben, sind diese Kolben in den Steuercylinder nur leicht eingepasst. Die infolge dieses leichten Einpassens eventuell hinter die Kolben tretende geringe Dampfmenge ist wegen der raschen Umsteuerung ganz belanglos und beeinträchtigt die Vacuumbildung nicht, während andererseits ein Festsetzen der leicht spielenden Kolben ausgeschlossen erscheint.

Der geringe Dampfverbrauch dieses Präcisions-Pulsometers findet darin seinen Ausdruck, dass die durchschnittliche Erwärmung der geförderten Wassermenge bei Förderhöhen über 10 *m* nur 0,1° R. oder 0,125° C. beträgt.

Statt Kautschukklappen sind bei dem Präcisions-Pulsometer solide Kegelventile mit auf conischen Sitzflächen dichtenden Kautschukscheiben und Bronceflügeln vorhanden, welche in Broncebüchsen spielen.

Dem Bedürfnis leichter Zugänglichkeit zu den inneren Bestandtheilen ist bei diesem Pulsometer vollständig ausreichend entsprochen. Hebt man nach erfolgtem Losschrauben der einzigen Schraubenmutter *i* den Verschlussdeckel *l* ab, lüftet hierauf die Schraubenmuttern *k* und entfernt den Ankerbolzen *h*, so kann man sofort die Einspritzröhrchen *f* sowie die Druckventile *m* herausnehmen.

In Fig. 98, Text, ist die stationäre Aufstellung des vorgeschriebenen Präcisions-Pulsometers auf zwei Traversen in einem Brunnen und die anschließende Druckrohrleitung bis zum Wasserreservoir, sowie ein Theil der Dampfrohrleitung gezeichnet. Es kann übrigens dieser Pulsometer ebenfalls nach Erfordernis an einer Kette mit Flaschenzug zum höher und tiefer Einstellen aufgehängt werden.

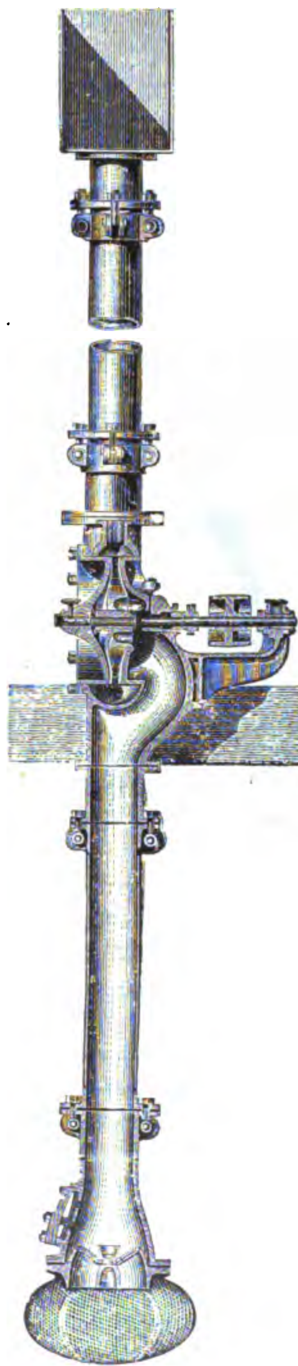
Wiewohl diese Pulsometer bis auf 7 *m* Saughöhe noch vollständig zuverlässig arbeiten, ist es doch im Interesse eines möglichst ökonomischen Betriebes geboten, wenn thunlich, die Saughöhe nur 2 bis 3 *m* zu wählen.

Das unmittelbar über dem Pulsometer vorhandene Dampfventil dient als Regulierventil und ist sowie die Luftventile *n*, Fig. 94, Text, bei der ersten Ingangsetzung richtig einzustellen; für annähernd gleiche Dampfspannung im Dampfkessel bleibt dasselbe stets in der einmal regulierten Stellung und für jede weitere Inbetriebsetzung oder Abstellung des Pulsometers wird nur das zugehörige Dampfventil am Dampfkessel geöffnet, beziehungsweise geschlossen.

Fig. 99.



Fig. 100.



Centrifugalpumpe von Wm. Knaust in Wien.

Eine Centrifugalpumpe ist in Fig. 99 und 100, Text, in der Ansicht und im Durchschnitt dargestellt. Dieselbe wirkt durch die Centrifugalkraft, besitzt keine Ventile und eignet sich deshalb insbesondere zum Heben dickflüssiger Substanzen in Bierbrauereien und Zuckerfabriken. Der den Pumpenkolben vertretende Theil ist hier das im Pumpengehäuse mit entsprechend geringem Spielraum rotierende Flügelrad oder Schaufelrad mit entsprechend gekrümmten Flügeln oder Schaufeln, welches auf der zugehörigen Welle aufgekeilt ist. Letztere tritt durch eine Stopfbüchse aus dem Gehäuse und wird durch Riemenscheibe und Riemen in Umdrehung versetzt. Das Gehäuse ist gegen das seitlich aufgeschraubte Druckrohr excentrisch erweitert und das Saugrohr mündet im Radmittel in das Gehäuse. Vor Ingangsetzung der Pumpe muſs erst das Saugrohr mit Wasser gefüllt werden, um die Luft daraus zu entfernen, deshalb ist unten im Saugkorb ein selbstthätiges Saugventil angebracht. Die Füllung erfolgt durch den in Fig. 101, Text, gezeichneten, mit Hahn versehenen Trichter, welcher auf den oben am Pumpengehäuse angebrachten, mit Flansche versehenen Rohrstutzen aufgeschraubt wird. Wird nun das Schaufelrad in Umdrehung versetzt, so wird vermöge der sich entwickelnden Centrifugalkraft das Wasser radial den gekrümmten Schaufeln entlang, und durch diese geführt, im Rade gegen den Radumfang getrieben und steigt unter andauerndem Nachschub im Druckrohr oder Steigrohr aufwärts, während gleichzeitig das Wasser aus dem Saugrohr nachströmt.

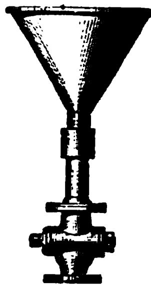


Fig. 101.
Fülltrichter zur Centrifugalpumpe.
(Fig. 99 u. 100.)

In Fig. 1 und 2, Taf. XXI, ist eine Centrifugalpumpe mit zweiseitig einmündendem Saugrohr in beiden Schnitten dargestellt und Fig. 1, Taf. XXI, läſst zugleich die Form der Flügel oder Schaufeln des Flügel- oder Schaufelrades erkennen, welche wie hier gezeichnet nach der Evolvente des Flügelansatzkreises oder nach der archimedischen Spirale gekrümmt sind, übrigens auch nach einem Kreisbogen oder nach einer frei gewählten Form gekrümmt oder endlich auch gerade sein können. Mit Rücksicht auf die Erzielung eines günstigen Wirkungsgrades sind die gekrümmten Schaufeln den geraden vorzuziehen.*)

*) Eine theoretische Abhandlung über die Schaufelform ist enthalten in Weisbach-Herrmann, Lehrbuch der Ingenieur- und Maschinen-Mechanik, 2. Auflage, 3. Theil, 2. Abth., S. 1001.

Die Einfachheit der Montierung einer Centrifugalpumpe zur Wasserhebung mit Riemenantrieb durch Zwischenvorgelege und eine auf Rädern ruhende Locomobile ist in Fig. 102, Text, zu ersehen. Es ist dies eine Pumpenanordnung, wie sie hauptsächlich für Bewässerungs- und Entwässerungs-Arbeiten ihrer Einfachheit und raschen Herstellbarkeit wegen vorzüglich empfehlenswert ist.

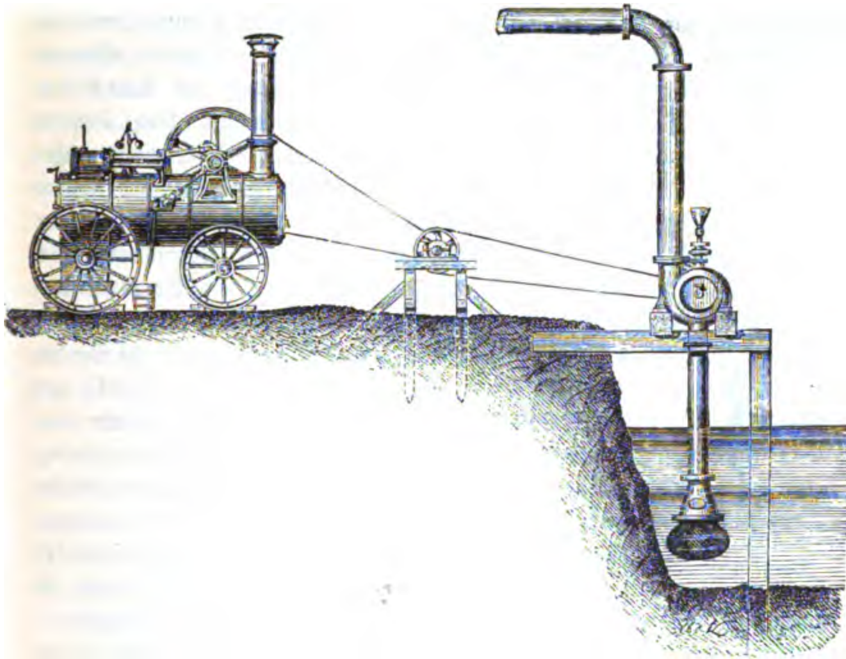


Fig. 102. Centrifugalpumpe mit Locomobilbetrieb.

Die Rotationspumpen, auch Pumpen mit rotierendem Kolben oder kurzweg rotierende Pumpen genannt, wurden bisher nur in ziemlich unvollkommener Weise construiert. Sie bestehen zumeist aus zwei ineinander greifenden Kolbenrädern, ähnlich wie beim Root'schen Ventilator, welche das anfangs größere Volumen zwischen ihren Kolben und der Gehäusewandung nach und nach bis auf Null verkleinern und wieder wachsen lassen und sohin drückend und saugend wirken. Eine andere Art dieser Pumpen besitzt einen excentrisch gelagerten cylindrischen Kolben, welcher rotiert und hierdurch die radiale Verschiebung durchgeführter,

am Gehäuse dicht anschließender Schieberplatten bewirkt.*) Der größte Mangel dieser Pumpen besteht in der mit bisher angewendeten Mitteln nur ziemlich unvollkommen ausführbaren Abdichtung zwischen Kolben und Gehäusewandung.

Die Luftpumpen der Condensations-Dampfmaschinen dienen, wie schon angeführt, dazu, das Gemisch von Luft, Dampf und Wasser aus dem Condensationsraum zu entfernen und dem Abflussrohr zuzuführen, um im Condensationsraum und somit im Dampfcylinder ein entsprechendes Vacuum zu erhalten. Das jeweilig vorhandene Vacuum wird durch das Vacuummeter angezeigt, u. zw. durch ein Quecksilber-Vacuummeter, in welchem das Quecksilber in dem mit dem Condensationsraum durch ein dünnes Kupferrohr in Verbindung gesetzten langen Glasrohrschenkel nach aufwärts gezogen wird, indem es wie beim Barometer durch den Luftdruck aus dem offenen Gefäß in den geschlossenen Rohrschenkel nach aufwärts gedrückt wird, oder durch ein Metallvacuummeter mit Kreisscala von 0 bis 76 *cm*. Gegenwärtig wird gewöhnlich das Metall-Vacuummeter angewendet. Dasselbe ist in Fig. 103, Text, in der Ansicht mit einem Stück Vacuummeterrohr und Dreiweghahn dargestellt. Man erkennt daran die Druckverminderung, welche durch die Condensation des von der Dampfmaschine in den Condensationsraum abziehenden Dampfes infolge seiner innigen Berührung mit dem kalten Einspritzwasser oder Injectionswasser eintritt und durch die Luftpumpe erhalten wird und drückt dieselbe in Centimeter-Quecksilbersäule analog der Angabe des Barometers aus, wobei ins Auge gefasst werden mag, dass 1 at = 1 kg/cm^2 = 735,5 mm Quecksilbersäule. Das Vacuummeter soll sich jedenfalls im Maschinenhause, für den Maschinenwärter deutlich sichtbar, befinden und muss sicher als zweckmäßig erkannt werden, zur Orientierung des Maschinenwärters daneben ein Barometer anzubringen, indem das erreichbare absolute Vacuum eben gleich ist dem jeweilig vorhandenen Luftdruck.

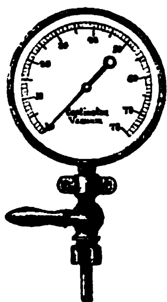


Fig. 103. Metall-Vacuummeter.

Der äußere Luftdruck beträgt bei mittlerer Höhe über dem Meeresspiegel eine Atmosphäre, d. i. ein Kilogramm auf einen Quadratcentimeter

*) Hierüber ist Ausführliches enthalten in: F. Mannlicher, Pumpen und Feuerlöschapparate. Bericht über die Weltausstellung in Philadelphia 1876 (Wien 1877.)

der Druckfläche. Saugt man nun die Luft aus einem luftdicht geschlossenen Raum, mittels einer Luftpumpe, so entsteht darin eine Druckverminderung, eine Luftleere oder ein Vacuum. Würde nur Luft darin sein und diese völlig ausgepumpt, so würde eine absolute Luftleere, ein absolutes Vacuum entstehen und es wäre der Druck genau um jenen der äußeren Luft vermindert und hieraus ergibt sich sofort der oben ausgesprochene Satz, dass das erreichbare absolute Vacuum gleich ist dem jeweilig vorhandenen Luftdruck. Je nach der Höhe des Ortes der Beobachtung und je nach den Witterungsverhältnissen ist nun der äußere Luftdruck verschieden und man bedient sich zur Messung desselben des Barometers. Weil aber die Luftpumpe aus dem Condensationsraum einer Dampfmaschine nicht nur Luft, sondern auch Dampf und Wasser von bestimmter Temperatur fortschaffen muss und der bestimmten Temperatur des Condensationswassers (normal 35° C oder 28° R) auch eine bestimmte Dampfspannung entspricht, so ist das erzielbare Vacuum auch von der Temperatur des Condensationswassers abhängig. Da nun das Vacuummeter genau so die Luftleere anzeigt wie das Barometer den Luftdruck, so zeigt auch bei dem Vacuummeter die Scala die Druckverminderung nach Centimeter Quecksilbersäule an. Es beträgt somit im Mittel das absolute Vacuum an der Meeresoberfläche 760 *mm* oder 76 *cm* und die Scala des Vacuummeters reicht deshalb genau wie jene des Barometers von 0 bis 76 *cm* mit Spielraum darüber. Beträgt der äußere Luftdruck an einem bestimmten Orte eben eine Atmosphäre gleich ein Kilogramm auf einen Quadratcentimeter, so kann das absolute Vacuum natürlich nur 1 *at* = 735,5 *mm* oder 73,55 *cm* betragen.

Ist das Vacuum gleich Null, d. h. zeigt der Zeiger des Vacuummeters auf Null, so ist der Druck im Condensator gleich dem äußeren Luftdruck. Würde demnach der Zeiger des Vacuummeters bei abgestelltem Condensator, beziehungsweise bei abgestellter Luftpumpe nicht mehr auf Null zurückgehen, so wäre das ein Zeichen einer Mangelhaftigkeit.

Das beste erzielbare Vacuum beträgt 72 *cm*, gewöhnlich aber findet man nur 65 bis höchstens 70 *cm* bei gut gebauten und gut gewarteten Maschinen. Was darunter ist, muss ohne weiters als schlecht bezeichnet werden. Als Ursachen eines schlechten Vacuums sind zu bezeichnen: Undichtheit von Flanschenverbindungen oder Stopfbüchsen, durch welche Luft in den Condensator gelangt, Undichtheit des Luftpumpenkolbens, mangelhafte Regulierung der Einspritzwassermenge, eine zu hohe Temperatur des Einspritzwassers und endlich eine in ihrem Kolbendurchmesser und Kolbenhub

nicht zur Fortschaffung des Gemisches von Luft, Dampf und Wasser ausreichend dimensionierte Luftpumpe. Die Erhaltung eines möglichst hohen Vacuums ist aber wichtig, indem eben die Condensation bei Dampfmaschinen angewendet wird um den Gegendruck auf den Dampfkolben um eine volle Atmosphäre zu vermindern.

Die Luftpumpen sind sonach mit dem luftdicht geschlossenen Condensationsraum, in welchen der vom Dampfcylinder abziehende Dampf und das kalte Einspritzwasser treten, zusammengehörig und beide bilden im Verein den Condensator und die Hauptheile des Condensators sind: der Condensationsraum, der Einspritzhahn oder Injectionshahn mit dem Einspritz- oder Injectionsrohr, die Luftpumpe mit ihren Ventilen und dem Abflussrohr für das von ihr geförderte Warmwasser und endlich das Vacuummeter mit seinem zum Condensationsraum reichenden Verbindungsrohr.

Nach der Lage des Luftpumpencylinders unterscheidet man den Condensator mit horizontaler Luftpumpe und jenen mit verticaler Luftpumpe. Die horizontale Luftpumpe ist gewöhnlich doppelt wirkend, mit geschlossenem Kolben und Metalldichtung; die verticale einfachwirkend mit Ventilkolben und Metalldichtung oder, namentlich bei älteren Ausführungen mit Hanfdichtung.

In Fig. 3 bis 10, Taf. XXI und Fig. 1 bis 8, Taf. XXII ist ein Condensator mit horizontaler Luftpumpe und Aufstellung über dem Fundament mit gemeinsamer Kolbenstange für den Dampf- und Pumpenkolben dargestellt.

Der zur Dichtung mit selbstspannenden Metallringen versehene Pumpenkolben bewirkt beim Rechtsgang die Eröffnung des linksseitigen Saugventiles und des rechtsseitigen Druckventiles und umgekehrt. Die Ventile sind durch rechteckige Kautschukplatten gebildet und klappen durch ihre eigene Elasticität zu. Der Condensationsraum und der Luftpumpencylinder sammt den Ventilkammern sind in einem Gussstücke vereinigt. Ein in Fig. 5 und 8, Taf. XXI ersichtlicher Zeiger am Gehäuse des Einspritzhahnes zeigt auf der zugehörigen Scala die Größe der Eröffnung des Einspritzhahnes an, welche durch Drehen des Handrades eingestellt wird.

So oder ähnlich eingerichtete Condensatoren werden auch im Fundament aufgestellt, wobei dann der Antrieb der Luftpumpe durch Hebelübersetzung und Lenkstange entweder vom Kurbelzapfen der Dampfmaschine oder vom Kreuzkopfbolzen der Dampfmaschine oder endlich bei rückwärts durchgehender Kolbenstange und Schienenführung vom zugehörigen Führungsstück in gleicher Weise erfolgt.

In Fig. 1 bis 6, Taf. XXIII ist ein Condensator mit verticaler Luftpumpe und Aufstellung im Fundament dargestellt.

Der Condensationsraum, ein zum Dampfcylinder parallel liegendes gusseisernes Rohr, in welches der Einspritzhahn das Einspritzwasser leitet, ist hier besonders hergestellt und mit dem vertical stehenden Luftpumpencylinder durch Verschraubung verbunden.

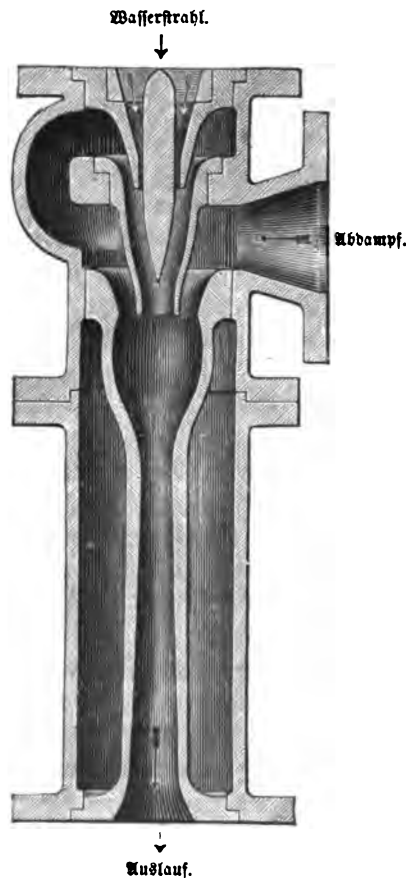


Fig. 104. Körtings Wasserstrahl-Condensator.

Die Luftpumpe ist einfachwirkend und der mit zwei selbstspannenden Metalldichtungsringen versehene Ventilkolben wird mittels Lenkstange und Winkelhebel vom rückwärtigen Ende der beiderseits durchgehenden Kolbenstange der Dampfmaschine betrieben. Die Ventile sind durch Kautschukringplatten gebildet, wovon die untere frei aufliegt und durch ihre Elasticität sich schließt, die obere an einen gusseisernen Ring befestigt ist, welcher mit Armen und Nabe an der Kolbenstange gerade geführt, auf- und niedergeht.

Beim Aufwärtsgang des Luftpumpenkolbens öffnet sich das Saugventil und das Gemisch von Luft, Dampf und Wasser tritt aus dem Condensationsraum in den Luftpumpencylinder und gleichzeitig fließt das über dem Kolben befindliche Wasser durch das Abflussrohr ab. Beim Niedergang des Kolbens wird dies Gemisch zuerst gepresst, bis die Spannung der äußeren Luft überwunden wird, wonach sich das Druckventil im Kolben öffnet und der Inhalt des Cylinders über den Kolben entweicht.

Das Einspritzwasser kann bis zu einer Höhe von 5 *m* durch das Vacuum selbst angesaugt werden; geht dies nicht an, so muss eine

besondere Pumpe aufgestellt werden, welche das kalte Wasser in ein Reservoir schafft, aus dem es durch ein Rohr zum Einspritzhahn in den Condensator fließt, und diese Pumpe heißt Kaltwasserpumpe.

Seltener kommt auch Körtings Wasserstrahl-Condensator zur Erhaltung des Vacuums bei Condensationsdampfmaschinen in Anwendung, bei welchem der Wasserstrahlapparat statt der Luftpumpe vorhanden ist und selbstthätige Ventile nicht vorkommen. Derselbe ist in Fig. 104, Text, im Durchschnitt gezeichnet und das für den Wasserstrahl erforderliche Wasser fließt von einem höher gestellten Reservoir zu.

Die Einspritzwassermenge von 12 ° C. Temperatur ist unter gewöhnlichen Verhältnissen gleich dem 25fachen Gewichte des zu condensierenden Dampfes und die Temperatur des Condensationswassers beträgt rund 35 ° C. Eine dieses Maß übersteigende Einspritzwassermenge ist nicht mehr vortheilhaft, und bei übermäßiger Zuleitung von Einspritzwasser kann dieses selbst die zum Dampfcylinder führende Rohrleitung füllen und in diesen gelangen, in welchem Falle Brüche unvermeidlich sind.

In Fällen, wo die erforderliche Einspritzwassermenge nicht immer vorhanden ist, oder deshalb zeitweilig ohne Condensation gearbeitet wird, weil der Auspuffdampf zu Heizzwecken verwendet wird, muss die Maschine mit einem besonderen Absperrventil oder Doppel-Absperrventil, wie in Fig. 3, Taf. XXIII gezeichnet, versehen sein, welches solche Einstellung gestattet, dass die Maschine mit Condensation und auch ohne Condensation arbeiten kann, also als Condensationsmaschine und auch als Auspuffmaschine.

3. **Dimensionsbestimmung.** Weil das Aufsteigen des Wassers im Saugrohr durch den Überdruck der äußeren Luft erfolgt und dieser im Mittel gleich einer Atmosphäre ($1\ at = 1\ kg/cm^2 = 10\ m$ Wassersäule) ist, so kann theoretisch die Größe der Saughöhe höchstens 10 *m* betragen; in Wirklichkeit aber kommen die hydraulischen Widerstände und die Bewegung des Wassers, sowie dessen Luftgehalt, die Hebung des Saugventiles in Betracht und es muss demnach die Saughöhe kleiner angenommen werden. Dieselbe kann sonach noch 6 bis 7 *m* betragen und ist die Anwendung eines Saugwindkessels bei so großer Saughöhe zur Vermeidung von Stößen angezeigt. Brunnenpumpen werden gewöhnlich nur für 2 bis 3 *m* Saughöhe eingebaut, wenn nicht die Nothwendigkeit zu höherer Aufstellung zwingt.

Die Saughöhe und Druckhöhe bilden zusammen die totale Förderhöhe, welche allein auf die Dimensionsbestimmung der Pumpe von Einfluss ist.

Bezeichnet

H die totale Förderhöhe bei Pumpen zur Wasserhebung in Meter,

p den Wasserdruck (Überdruck) in Atmosphären, $1\,at = 1\,kg/cm^2$, bei Speisepumpen der Dampfkessel oder bei Preßpumpen,

so gelten die Gleichungen

$$p = \frac{H}{10} \qquad (209$$

$$H = 10 \,.\, p \qquad (210$$

Im Folgenden bezeichnet ferner für Kolbenpumpen*)

D den Durchmesser des Pumpenkolbens in Meter,

s den Kolbenhub in Meter,

s' den Hebelausschlag am Kraftangriffspunkte bei Handhebel in Meter,

K die wirklich erforderliche Kraft in Kilogramm am Hebelarm l',

$\frac{s}{s'} = \frac{l}{l'}$ das Hebelverhältnis des Handhebels,

c' die mittlere Geschwindigkeit am Kraftangriffspunkte am Hebelarme l',

n die Anzahl der Kolbenspiele (Doppelhübe) in der Minute,

$c = \frac{2sn}{60}$ die mittlere Kolbengeschwindigkeit in Meter pro Secunde,

---

*) Die Stopfbüchsen erhalten nach H. v. Reiche folgende Dimensionen, wenn d den Durchmesser der Kolbenstange, $\mathfrak{d}$ die Dicke der Hanfpackung (radial gemessen), h die Höhe der Hanfpackung, also die Länge des Stopfbüchsenhalses bezeichnet

a) Stopfbüchsen für tropfbare Flüssigkeiten oder wenn auf ihre Dichtheit und ihren leichten Gang nicht viel ankommt

$$\mathfrak{d} = 10\,mm + 0{,}02\;d \text{ bis } 10\,mm + 0{,}05\;d$$
$$h = 25\,mm + 0{,}15\;d \text{ bis } 50\,mm + 0{,}33\;d.$$

b) Stopfbüchsen für Dampf oder Luft und wenn das Verhältnis des Hubes zum Stangendurchmesser groß, oder wenn auf Dichtheit und leichten Gang viel ankommt

$$\mathfrak{d} = 10\,mm + 0{,}12\;d \text{ bis } 10\,mm + 0{,}35\;d$$
$$h = 25\,mm + 1{,}3\;\;d \text{ bis } 50\,mm + 2\;d.\text{**)}$$

Die Anzahl der Stopfbüchsenschrauben ist gewöhnlich gleich zwei und bei sorgfältiger Dichtung gleich drei.

Die Wandstärke des Halses, die Flanschenstärke der Brille und die Schraubennummer wird am besten in der Zeichnung dem Gefühle nach dimensioniert.

**) Obige Formeln ergeben für $d > 30\;mm$ passende Dimensionen; für $d \leqq 30\;mm$ kann man nehmen

$$\mathfrak{d} = 6\,mm + 0{,}17\;d.$$
$$h = 10\,mm + 1{,}33\;d.$$

μ das Verhältnis der von der Pumpe wirklich gelieferten Wassermenge zur theoretischen,

Q die wirklich gelieferte Wassermenge in Kubikmeter pro Secunde,

Q_1 die theoretische Wassermenge in Kubikmeter pro Secunde,

γ $= 1000$ das Gewicht von $1\ m^3$ Wasser in Kilogramm,

η den Wirkungsgrad der Pumpe,

N_a den absoluten Effect, d. i. die Arbeit in effectiven Pferdestärken ($1\ PS = 75\ mk$ pro Secunde), welcher zum Betrieb der Pumpe, z. B. an der Antriebriemenscheibe derselben erforderlich ist,

N_n den Nutzeffect der Pumpe in Pferdestärken, welcher sich aus der wirklich gelieferten Wassermenge Q ergibt,

P den zur Bewegung des Kolbens wirklich erforderlichen äußeren Druck in Kilogramm,

D_1 den Durchmesser des Saugrohres (Fig. 7, Taf. XVII) und des Saugventiles in Meter,

D_2 den Durchmesser des Ventilkopfes,

D_3 den Durchmesser des Ventilgehäuses,

δ die Wandstärke des Pumpencylinders, beziehungsweise Ventilgehäuses für den allgemeinen mit D bezeichneten lichten Durchmesser desselben

δ_1 die Wandstärke des Metallsitzes in Millimetern,

σ die Horizontalprojection der Ventilsitzbreite in Millimetern,

h die Hubhöhe des Ventiles.

Man erhält mit diesen Bezeichnungen die gelieferte Wassermenge

für einfachwirkende Pumpen

$$Q_1 = \frac{\pi}{4} D^2 s \frac{n}{60} \qquad (211$$

$$Q = \mu Q_1 = \mu \frac{\pi}{4} D^2 s \frac{n}{60} = \mu \frac{\pi}{4} D^2 \frac{c}{2} \qquad (212$$

und für doppeltwirkende Pumpen

$$Q_1 = \frac{\pi}{4} . D^2 . \frac{2 . s . n}{60} \qquad (213$$

$$Q = \mu . Q_1 = \mu . \frac{\pi}{4} . D^2 . \frac{2 . s . n}{60} = \mu . \frac{\pi}{4} D^2 . c. \qquad (214$$

und für beide Fälle

$$\mu = 0{,}8 \text{ bis } 0{,}9 \qquad (215$$

Als Anhaltspunkte für die Cylinderdimensionen kann man nehmen:

a) für Handpumpen mit Hebelantrieb

$$s' \leqq 0{,}75\,m$$

$$\frac{s}{s'} = \frac{l}{l'} \geqq \frac{1}{10}\text{*)}$$

$$l = 2s$$

$$\left.\begin{aligned} c' &< 0{,}75\,m \text{ pro Secunde} \\ c &= \frac{l}{l'} \cdot c' \end{aligned}\right\} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \text{(216}$$

b) für Pumpen mit Excenterantrieb

$$\frac{s}{D} = 1 \text{ bis } 2 \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \text{(217}$$

c) für Pumpen mit Kurbelantrieb

$$\frac{s}{D} = 2 \text{ bis } 4 \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \text{(218**)}$$

Für Pumpen, welche vom Kreuzkopf der Dampfmaschine betrieben werden, ist s gleich dem Kolbenhub der Dampfmaschine.

Für Transmissionspumpen kann man für die mittlere Kolbengeschwindigkeit nehmen

$$c = 0{,}15\,m \text{ bis } 0{,}75\,m \text{ pro Secunde} \quad \ldots\ldots\ldots \text{(219}$$

und bei sonst freier Wahl

$$c = 0{,}2\,m \text{ bis } 0{,}3\,m \text{ pro Secunde} \quad \ldots\ldots\ldots \text{(220}$$

---

*) Specieller kann man setzen

für Prespumpen

$$\frac{s}{s'} = \frac{1}{10}$$

für Speisepumpen

$$\frac{s}{s'} = \frac{1}{8}$$

für Brunnenpumpen

$$\frac{s}{s'} = \frac{1}{6}.$$

**) Diese Formeln ergeben für den Excenterantrieb einen verhältnismäßig kleineren Hub als für den Kurbelantrieb. Im allgemeinen soll der Kolbenhub mit Rücksicht auf die Wasserverluste durch das zufallende Ventil möglichst groß sein; um jedoch bei Excenterantrieb nicht übermäßig große Dimensionen für das Excenter zu erhalten, wird dieser nur für Pumpen mit kleinem Hub, der Kurbelantrieb aber für solche mit größerem Hub zur Anwendung gebracht, und dem entsprechen die hier angegebenen Verhältnisse.

Die zum Betrieb einer Pumpe erforderliche Arbeit in effectiven Pferdestärken ergibt sich aus der Gl.

$$N_a = \frac{1}{\eta} N_n \quad \ldots \quad (221$$

und weil hier der Nutzeffect N_n der Arbeit der wirklich gelieferten Wassermenge Q entspricht also

$$N_n = \frac{\gamma Q H}{75} \quad \ldots \quad (222$$

ist, so wird auch

$$N_a = \frac{1}{\eta} \cdot \frac{\gamma Q H}{75} \quad \ldots \quad (223$$

wofür man setzen kann:

$\eta = 0{,}66$ bis $0{,}8$; im Mittel $\eta = 0{,}75$ . . . . (224

$\frac{1}{\eta} = 1{,}50$ bis $1{,}25$; im Mittel $\frac{1}{\eta} = 1{,}33$ . . . . . . (225

Der am Pumpenkolben erforderliche äußere Druck kann für mittlere Verhältnisse und annähernde Rechnung genommen werden

$$P = 1{,}33 \frac{\pi}{4} D^2 \, 10000 \, p = 13300 \frac{\pi}{4} D^2 p \quad \ldots \quad (226^*)$$

wobei für Handpumpen mit Hebel überdies

$$P = \frac{l'}{l} \cdot K \quad \ldots \quad (227$$

ferner für Dampfkesselspeisepumpen p gleich der Kesseldampfspannung (Überdruck)

$p = 5$ bis $7\ at$ . . . . (228

$K = 6\ kg$ für einen Mann am Hebel . . . . (229

für die Pumpen hydraulischer Pressen

$p = 200$ bis $300\ at$ . . . . (230

$K = 60\ kg$ für zwei Männer, zu Ende der Pressung . . (231

dagegen für Handpumpen mit Kurbel und Handschwungrad

$K = 8\ kg$ für einen Mann an der Kurbel . . . . . . (232

$c' = 0{,}75\ m$ pro Secunde = Umfangsgeschwindigkeit der Handkurbel . . . . (233

---

*) Es ist, weil hier D in Meter ausgedrückt erscheint, die Kolbenfläche $\left(\frac{\pi}{4} D^2\right)$ in Quadratmeter eingesetzt und weil der Druck p in Atmosphären, also in Kilogramm auf einen Quadratcentimeter angegeben ist, so beträgt der Druck auf einen Quadratmeter, welcher $10000\ cm^2$ enthält, $10000\ p$.

Den **Durchmesser des Saugrohres** D_1 (Fig. 59, Text) nimmt man gewöhnlich gleich jenem des Druckrohres und kann im Mittel setzen

$$D_1 = 0{,}7\ D \quad \text{(234*)}$$

Die conisch (unter 45 bis 55°) eingeschliffenen **Ventile** erhalten als horizontale Projection der Sitzbreite**)

$$\sigma = 4\ mm + 0{,}01\ D_1 \quad \text{(235}$$

*) Die **Geschwindigkeit des Wassers in der Rohrleitung** (Saug- und Druckrohr) wird im allgemeinen größer genommen als die mittlere Kolbengeschwindigkeit, und ist gewöhnlich gleich oder kleiner als 0,7 m und nur in äußersten Fällen bis 1,25 m zulässig. Im allgemeinen ist, wenn c_1 diese Geschwindigkeit bezeichnet, weil in der Secunde die gleiche Wassermenge durch jeden Querschnitt geht

$$\frac{\pi}{4} \cdot D^2 \cdot c = \frac{\pi}{4} \cdot D_1^2 \cdot c_1$$

woraus

$$\frac{c_1}{c} = \left(\frac{D}{D_1}\right)^2$$

für den Wert nach obiger Gl. (234 ergibt sich sonach

$$\frac{c_1}{c} = \left(\frac{1}{0{,}7}\right)^2 = \frac{1}{0{,}49} \sim 2$$

oder

$$c_1 = 2\ c.$$

Demnach wird Gl. (234 für alle Kolbenpumpen, mit Ausnahme der vom Kreuzkopf der Dampfmaschinen betriebenen, gelten können; für letztere ist c die mittlere Kolbengeschwindigkeit des Dampfkolbens und da diese wohl stets größer als 1 m ist, so würde Gl. (234 einen Wert $c_1 > 1{,}25\ m$ ergeben, was unzulässig ist, weshalb in letzterem Falle D_1 für eine gewählte Geschwindigkeit $c_1 \leqq 1{,}25\ m$ aus der Gl.

$$D_1 = D \cdot \sqrt{\frac{c}{c_1}}$$

zu berechnen ist.

Für Klappen- oder Scheibenventile, wie sie bei Brunnenpumpen und bei Luftpumpen vorkommen, gilt allgemein die Gl.

$$Fc = F_1 c_1$$

woraus

$$F_1 = F \cdot \frac{c}{c_1}$$

wenn noch F_1 die freie Durchgangsöffnung des Ventiles und F die Pumpenkolbenfläche bezeichnet.

**) Für Lederklappenventile

$$\sigma = 5\ mm + \sqrt{D_1}.$$

und der lichte Durchmesser des Ventilgehäuses D_3 ergibt sich mit den Bezeichnungen nach Fig. 59, Text, aus der Gleichung für gleichen Durchgangsquerschnitt

$$\frac{\pi}{4} \cdot D_1^2 = \frac{\pi}{4} \cdot (D_3^2 - D_2^2) \quad \text{(236}$$

mit

$$D_3 = \sqrt{D_1^2 + D_2^2} \quad \text{(237}$$

Die Hubhöhe h des Ventiles (Fig. 59, Text) soll möglichst klein sein, um μ möglichst groß zu erhalten. Für gleichen Durchgangsquerschnitt ergibt sich, wenn man den Durchmesser D'_1 des Saugventiles gleich dem Durchmesser des Saugrohres macht

$$\pi \cdot D'_1 \cdot h = \frac{\pi}{4} \cdot D_1^2 \quad \text{(238}$$

woraus für $D'_1 = D_1$

$$h = \frac{1}{4} \cdot D_1 \quad \text{(239*)}$$

Will man eine kleinere Hubhöhe erhalten, so muss man sich diese annehmen und hiermit aus Gl. (238 den Ventildurchmesser D'_1 rechnen.

Wird der Ventildurchmesser größer gemacht als D_1, so wird die Hubhöhe kleiner als der nach Gl. (239 berechnete Wert h. Die Höhe h_1 der zur Ventilführung dienenden metallenen Ventilsitzbüchse nehme man

$$h_1 = D_1 \text{ bis } 1{,}1\ D_1 \quad \text{(240}$$

wobei die Führungsrippen des Ventiles entweder in gleicher Höhe wie in Fig. 59, Text, oder um die Ventilhubhöhe h_1 höher gemacht werden, wie in Fig. 22, Taf. XVI. Die Höhe des Ventilkopfes h_2 (Fig. 59, Text) nehme man im Hinblick auf öfteres Einschleifen

$$h_2 = 5\ mm + 0{,}11\ D_1 \quad \text{(241}$$

Zumeist wird hierdurch das Ventil schwer genug, dass es durch sein eigenes Gewicht am Hubende des Kolbens rechtzeitig schließt. In Fällen mit großer Anzahl von Kolbenspielen pro Minute werden Spiralfedern über den Ventilkegeln angebracht, um den raschen Ventilschluss zu fördern.

Die Wandstärke des Pumpencylinders wird, wenn $p \leq 7\ at$ für nicht durchaus ausgebohrte Cylinder

$$\delta = 12\ mm + 0{,}02\ D \quad \text{(242}$$

---

*) Siehe auch: Riedler, Indicator-Versuche an Pumpen und Wasserhaltungsmaschinen.

für durchaus ausgebohrte Cylinder

$$\delta = 20\,mm + 0{,}01\ D \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (243^*)$$

Die Wandstärke des Ventilgehäuses und der gußeisernen Röhren kann man für $p \leqq 7\ at$ nehmen

$$\delta = 12\,mm + 0{,}02\ D \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (244^{**})$$

die Wandstärke für schmiedeiserne gezogene Röhren bis 150 *mm* lichten Durchmesser für $p \leqq 20\ at$

$$\delta = 2\,mm + 0{,}025\ D \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (245$$

---

*) Ist der Pumpencylinder durchaus ausgebohrt, und der Kolben der ganzen Cylinderlänge nach eingepaſst, wie in Fig. 22, Taf. XVI, so muſs der Canal vom Ventilgehäuse am Hubende des Kolbens einmünden, um den Wasserzutritt bei eingeschobenem Kolben zu gestatten. Ist hingegen der Cylinder nicht durchaus ausgebohrt, sondern unter der Stopfbüchse erweitert, wie in Fig. 4, Taf. XVIII, so kann dieser Canal höher einmünden, jedoch muſs in diesem Falle der Ringquerschnitt zwischen dem Kolben und dem Ventilgehäuse gleich sein dem Querschnitt des Saugrohres $\left(\frac{\pi}{4} D_1^2\right)$.

**) Für die Wandstärke δ dünnwandiger Rohre vom inneren Durchmesser D gilt allgemein die Festigkeitsformel

$$\delta = \frac{1}{2} D \cdot \frac{p}{S} + c$$

und für die Wandstärke dünnwandiger kugelförmiger Gefäße vom inneren Kugeldurchmesser D

$$\delta = \frac{1}{4} D \cdot \frac{p}{S} + c$$

wobei p der innere Druck und S die zulässige Beanspruchung des Röhrenmaterials, beide in Kilogramm pro $1\,mm^2$, S und D in Millimeter ausgedrückt, c eine Constante in Millimetern, welche für Schmiedeisen, Messing, Kupfer und Blei 2 bis 5 *mm* und für Gußeisen 6 bis 12 *mm* angenommen werden kann.

Die Beanspruchung kann man nehmen

für Gußeisen . . . . . $S = 2\,kg/mm^2$
für Schmiedeisen . . . $S = 6\,kg/mm^2$
für Messing . . . . . $S = 2{,}5\,kg/mm^2$
für Kupfer . . . . . . $S = 2{,}5\,kg/mm^2$
für Blei . . . . $S = 1\,kg/mm^2$

Die Flanschendicke wird allgemein gleich $\delta_1 = 1{,}5\ \delta$, die Flanschenschenkellänge gleich $l = 10\,mm + 3\ \delta$ und der äußere Gewindedurchmesser der Flantschenschrauben $d = 3\,mm + \delta$ nach der Whitworth'schen Scala abgerundet, endlich die Entfernung der Schraubenmittel von einander 5 d bis 6 d. Aus der Flanschendicke δ_1 folgt auch

$$d = 3\,mm + \frac{2}{3}\,\delta_1$$

die Wandstärke für Kupferrohre für $p \lesssim 7\,at$

$$\delta = 1\,mm + 0{,}014\ \mathfrak{D} \ldots \ldots \ldots \ldots (246$$

wenn $\mathfrak{D}$ den bezüglichen lichten Durchmesser vorstellt.

Die mittlere Wandstärke des schwach conisch eingepassten Ventilsitzes kann man nehmen

$$\delta_1 = 2\,mm + 0{,}7\,\sqrt{D_1} \ldots \ldots \ldots \ldots (247$$

und die daran schließende ausgebohrte Wandstärke des Ventilgehäuses wegen der Bearbeitung etwas größer, als die Formel (244 ergibt.

Kolben von 75 *mm* Durchmesser aufwärts werden gewöhnlich aus Gusseisen hohl gegossen sonach als Mönchskolben oder Tauchkolben mit am Kolbenboden festgeschraubtem Charnierlager und in dessen Bolzen eingehängter Schubstange ausgeführt, und erhalten dann die gleiche Wandstärke wie der ausgebohrte Pumpencylinder.

Den Durchmesser der Kolbenstange bei doppelt wirkenden Pumpen d (Fig. 59, Text) kann man nehmen

$$d = \frac{1}{5}\,D \text{ bis } \frac{1}{6}\,D \ldots \ldots \ldots \ldots (248$$

Das Volumen V des Druckwindkessels*) nehme man

Die Wandstärke δ für dickwandige Röhren und Cylinder mit hohem innerem Druck vom inneren Durchmesser D erhält man:

a) nach der Festigkeitsformel von Grashof

$$\delta = \frac{1}{2} D \left(-1 + \sqrt{\frac{m\,.\,S + (m-1)\,p}{m\,.\,S - (m+1)\,p}} \right)$$

wobei vorausgesetzt ist

$$p < \frac{m}{m+1}\,.\,S$$

m eine vom Material abhängige Constante, die für Metalle gleich 4 gesetzt wird und die Beanspruchung S und der Druck p in Kilogramm pro 1 mm^2 ausgedrückt sind.

S kann hierbei ziemlich hoch genommen werden, und zwar

für Gusseisen bis . . . $S = 6\,kg/mm^2$
für Gussstahl . . . . . $S = 15\,kg/mm^2$
für Bronze . . . . . . $S = 4{,}5\,kg/mm^2$

b) Nach der Festigkeitsformel von Lamé

$$\delta = \frac{1}{2} D \left(-1 + \sqrt{\frac{S + p}{S - p}} \right)$$

wobei bezüglich S und p dasselbe gilt wie unter *a)* und $p < S$ sein muss.

*) Der Windkessel wird gewöhnlich entweder conisch nach oben erweitert und annähernd mit einer Halbkugel abgeschlossen wie in Fig. 22, Taf. XVI, oder cylindrisch oben von einer Halbkugel geschlossen und unten der Flansche wegen nach einer Halbkugel eingeschnürt.

bei gewöhnlicher Länge der Rohrleitung

$$V = 3 \frac{\pi}{4} D^2 s \quad \ldots \ldots \ldots \quad (249$$

bei langer Rohrleitung

$$V \geqq 5 \frac{\pi}{4} D^2 s \quad \ldots \ldots \ldots \quad (250$$

Das Volumen des Saugwindkessels, welcher nur bei langer Saugrohrleitung vorkommt, kann man ebenso groß nehmen, wie den Druckwindkessel nach Gl. (250.

Die Summe der Querschnitte aller Sauglöcher des Saugkorbes nehme man gleich dem zwei- bis dreifachen Querschnitt des Saugrohres.

Für die Dimensionsbestimmung der Antriebstheile kann man nehmen:

a) für Handpumpen mit Kurbelantrieb den Kurbelhalbmesser der Handkurbel

$$a = 350 \text{ bis } 450\, mm \quad \ldots \ldots \ldots \quad (251$$

die Räderübersetzung

$$\frac{z_1}{z_2} = \frac{1}{2,5} \text{ bis } \frac{1}{5} \quad \ldots \ldots \ldots \quad (252$$

den Halbmesser der Pumpenkurbel

$$r = \frac{1}{2} s \quad \ldots \ldots \ldots \quad (253$$

b) für den Excenterantrieb, wenn wieder P nach Gl. (226 bestimmt wird, nämlich

$$P = 13300 \frac{\pi}{4} D^2 p \quad \ldots \ldots \ldots \quad (254$$

den Durchmesser des Kreuzkopfbolzens

$$d_3 = 1,125 \sqrt{P} \quad \ldots \ldots \ldots \quad (255$$

dessen Länge

$$l_3 = 1,5\, d_3 \quad \ldots \ldots \ldots \quad (256$$

Bezeichnet für den conischen Windkessel d_0 den unteren, D_0 den oberen lichten Durchmesser des Kegelstutzes, und h_0 die Höhe desselben, so ist das Volumen des Windkessels

$$V = \frac{\pi}{12} \cdot D_0^3 + \frac{D_0^2 + d_0 D_0 + d_0^2}{12} \cdot \pi \cdot h_0$$

wobei d_0 durch die Weite des Ventilgehäuses oder des Druckrohres bestimmt ist und $D_0 = 1,6\, D$ gesetzt werden kann.

Bezeichnet für den cylindrischen Windkessel D_0 den lichten Durchmesser und h_0 die Höhe des cylindrischen Theiles, so ist annähernd das Volumen des Windkessels

$$V = \frac{\pi}{6} \cdot D_0^3 + \frac{\pi}{4} \cdot D_0^2 \cdot h_0.$$

die Breite der Excenterringe

$$b = 2,5\ d_3 \quad \text{. (257}$$

den Durchmesser der Excenterstange am Ende beim Excenter gleich $2\ d_3$; am Ende beim Kolben gleich $1,5\ d_3$,

die Excentricität

$$r = \frac{1}{2}\ s \quad \text{. (258}$$

c) für Pumpen mit Kurbelantrieb (Fig. 59 und 60, Text) den Durchmesser des Kreuzkopfbolzens (Charnierbolzen), wenn P nach Gl. (226 resp. (254 bestimmt wird

$$d_3 = 1,125\ \sqrt{P} \quad \text{. . . . . (259}$$

und dessen Länge

$$l_3 = 1,5\ d_3 \quad \text{. (260}$$

den Durchmesser des Kurbelzapfens (Stirnzapfen)

$$d = 1,5\ d_3 \quad \text{. (261}$$

und dessen Länge

$$l = 1,2\ d \quad \text{. (262}$$

den Durchmesser der Schubstange am Ende bei der Kurbel $1,2\ d$; in der Mitte $2\ d_3$; am Ende beim Kolben $1,5\ d_3$,

d) für den Riemenantrieb (Fig. 59 bis 61, Text) wenn bezeichnet

R den Halbmesser der Riemenscheibe in Millimeter,

β die Riemenscheibe in Millimeter,

δ die Riemendicke in Millimeter,

S die Zugbeanspruchung des Riemens in Kilogramm auf 1 mm^2,

$r = \frac{1}{2}\ s$ der Kurbelhalbmesser der Pumpe,

P die vom Riemen am Halbmesser R übertragene Umfangskraft in kg zum Pumpenantrieb, welche entweder aus N_a oder aus dem nach Gl. (226 berechneten Druck auf den Kolben unter Berücksichtigung der jeweilig vorhandenen Übersetzung bestimmt werden kann (letzteres wenn wenig rotierende Massen vorhanden sind),

T den Riemenzug im ziehenden Riemenstück in Kilogramm

so ist der Riemenzug für den Anspannungsmodul $T : P = 2,4$

$$T = 2,4\ P = \beta\ .\ \delta\ .\ S \quad \text{. . . . . (263}$$

woraus bei gegebener oder angenommener Riemendicke δ die Riemenbreite

$$\beta = \frac{T}{\delta\ .\ S} \quad \text{. . . . . (264}$$

Schmälere Riemen sind gewöhnlich aus schwächerem Leder hergestellt als breitere und man kann deshalb für letztere S größer nehmen als für erstere. Setzt man einfache Lederriemen bis 290 *mm* Breite voraus, so kann man annähernd setzen:

$$\left.\begin{aligned}\delta &= 3{,}5\,mm + 0{,}01\,.\,\beta\\ \delta\,.\,S &= 0{,}0075\,.\,\beta\end{aligned}\right\}\quad\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\quad (265$$

und wenn allgemein P die vom Riemen übertragene Umfangskraft bezeichnet, hat man auch nach obigem für den umspannten Bogen $\alpha = 0{,}8\,\pi$, was für $i \lesseqgtr 3$ stets erfüllt ist, wenn die Achsenentfernung E der beiden Riemenscheiben genommen wird $E \geqq 2\,R\,(i + 1)$

$$T = \beta\,.\,\delta\,.\,S = 2{,}4\,P$$

und durch Verbindung dieser Gleichungen

$$\beta = 17{,}89\,\sqrt{P} \backsim 18\,\sqrt{P}\quad\ldots\ldots\ldots\ldots\quad (266$$

Für Doppelriemen kann man setzen:

$$\left.\begin{aligned}\delta &= 7\,mm + 0{,}02\,\beta\\ \delta\,.\,S &= 0{,}015\,\beta\end{aligned}\right\}\quad\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\quad (265a$$

und erhält hiefür durch Verbindung dieser Gleichungen

$$\beta = 12{,}7\,\sqrt{P}\quad\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\quad (266a$$

Nach Gl. (265 und (266 erhält man für den einfachen Riemen von 133 *mm* Breite $\beta = 133\,mm$; $\delta = 4{,}83\,mm$; und hiermit $\delta\,.\,S = 1$ und man wendet vielfach bei überschlägiger Rechnung diesen Wert allgemein für beliebige Riemenbreiten an, welcher sich dahin definieren läßt, daß je 1 *mm* Riemenbreite 1 *kg* Riemenzug gestattet.

Erfahrungsgemäß legt man gewöhnlich sehr breite Riemen nicht auf sehr kleine Scheiben. Man kann als Anhalt nehmen, wenn β die Riemenbreite und R den Halbmesser der kleineren Riemenscheibe in Millimeter bezeichnen und das Übersetzungsverhältnis i von 1 nicht viel verschieden ist:

$$\beta = 25\,mm + 0{,}26\,.\,R\quad\ldots\ldots\ldots\ldots\quad (267$$

und annähernd für größere Halbmesser

$$\beta = 0{,}26\,.\,R\quad\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\quad (267a$$

wobei schon von 80 *mm* Breite aufwärts einfache oder Doppelriemen angewendet werden und die einfache Riemenübersetzung gewöhnlich höchstens $i \lesseqgtr 3$ ist. Für das Übersetzungsverhältnis $i > 1$ macht man bei gleicher Riemenbreite β den Halbmesser R_1 der kleineren Scheibe zweckmäßig noch etwas kleiner als sich R nach Gl. (267 ergibt, und zwar

$$R_1 = \left(\frac{i+1}{2\,i}\right).\,R$$

wonach der Halbmesser R_2 der größeren Scheibe

$$R_2 = i \,.\, R_1 .$$

Von Prof. Radinger wurde (Bericht über die Weltausstellung in Philadelphia 1876, Motoren) die Roper'sche Formel für die Berechnung der Riemenbreite am passendsten befunden, welche lautet:

$$\beta = 0{,}236 \,.\, \frac{N}{v \,.\, l} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \quad (267b$$

wobei N der zu übertragende Effect in Pferdestärken, β die Riemenbreite in Meter, v die Umfangsgeschwindigkeit in Meter pro Secunde und l die Auflaglänge des Riemens an der kleineren Scheibe in Meter, bezeichnen.

Wird wieder R, β und l in Millimetern ausgedrückt und die Umfangskraft P am Halbmesser R der kleineren Scheibe eingeführt, so erhält man hieraus für $l = 0{,}8 \,.\, \pi \,.\, R$

$$\beta = 1250 \,.\, \frac{P}{R} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \quad (267c$$

und durch Verbindung der Gl. (267 c mit (267 a abgerundet genau den in Gl. (266 gefundenen Wert.

Es ist sonach das Ergebnis der Roper'schen Formel Gl. (267 b für größere Scheibenhalbmesser mit jenem der theoretischen Formel Gl. (266 übereinstimmend. Für kleinere Halbmesser hingegen ergibt die Roper'sche Formel kleinere Werte für die bei gleicher Riemenbreite zulässige Umfangskraft, als der Gl. (266 entspricht. Letztere Gl. (266, stimmt jedoch mit unseren Ausführungen im Zusammenhalt mit Gl. (267 besser überein und sind deren Ergebnisse für den praktischen Gebrauch bei der Dimensionirung der Riementriebe im folgenden tabellarisch mit abgerundeten Werten zusammengestellt.

In der folgenden Tabelle bezeichnet

R den Halbmesser der kleineren Riemenscheibe in Millimeter, wenn das Übersetzungsverhältnis i nicht viel von 1 verschieden ist,

β die Riemenbreite in Millimeter,

P die vom einfachen Riemen übertragene Umfangskraft in Kilogramm,

N die vom einfachen Riemen übertragene Arbeit in Pferdestärken ($1\,PS = 75\,mk$ pro Sec.),

n die minutliche Umdrehungszahl der Riemenscheibe vom Halbmesser R

$R_1 = \left(\frac{i+1}{2i}\right) R$ = Halbmesser der kleineren Scheibe für das Übersetzungsverhältnis $i > 1$ bei gleicher Riemenbreite β.

Tabelle der Riemenscheiben und Riemen.

$\beta = 18 . \sqrt{P} = 25\,mm + 0{,}26\,R;\ PR = 716200 . \frac{N}{n};\ \beta$ max. $= 290\,mm.$

R	β	P	PR	$\frac{N}{n}$	R	β	P	PR	$\frac{N}{n}$
75	45	6,3	470	0,0006	450	140	61	27225	0,038
100	50	7,7	770	0,0011	475	150	69	32775	0,046
115	55	9,3	1070	0,0015	500	160	79	39500	0,055
125	60	11,1	1388	0,0019	550	170	89	48950	0,068
150	65	13,0	1950	0,0027	600	180	100	60000	0,084
175	70	15,1	2643	0,0037	635	190	111	70480	0,098
190	75	17,3	3287	0,0046	650	200	123	79950	0,111
200	80	19,8	3960	0,0055	700	210	136	95200	0,13
225	85	22,3	5018	0,0070	750	220	149	111750	0,16
250	90	25,0	6250	0,0087	785	230	163	127950	0,18
275	95	27,8	7645	0,0106	800	240	177	141600	0,20
300	100	30,9	9270	0,013	850	250	193	164050	0,23
310	105	34,0	10540	0,015	900	260	209	188100	0,26
325	110	37,3	12123	0,017	950	270	225	213750	0,30
350	120	44,4	15540	0,022	980	280	242	237160	0,33
400	130	52,2	20880	0,029	1000	290	260	260000	0,36

Anmerkung. Für den Doppelriemen und allgemein für den k mal so breiten einfachen Riemen am gleichen Riemenscheibenhalbmesser sind die Tabellenwerte von P, PR und $\frac{N}{n}$ mit 2, beziehungsweise mit k zu multiplicieren.

Nach Keller nehme man für den Halbmesser R der größeren Riemenscheibe, bei dem Übersetzungsverhältnisse $i \gtreqless 1$ und dem Wellendurchmesser

$$d' = 120 . \sqrt[3]{\frac{N}{n}} \quad \ldots \quad (268$$

$$R = (8 + 0{,}2 . i) . d' \quad \ldots \quad (269$$

Nach Radinger sollen Lederriemen mit der dichteren glatteren Haarseite auf der Scheibe aufliegen.

Für Baumwolltuch-Treibriemen von E. Hagen & Co. in Hamburg kann man nach den Ergebnissen der Versuche von Prof. Jenny die specifische Beanspruchung des Riemenmaterials pro $1\,mm^2$ des sich aus den äußeren Abmessungen, nämlich aus der Riemenbreite β und der Riemendicke δ (ganze Dicke des 3, 4, 6, 8 oder 10fachen Baumwolltuch-Treibriemens) ergebenden Riemenquerschnittes, für alle Riemendicken constant, und zwar

$$S = 0{,}35\,kg/mm^2$$

setzen. Man erhält hiermit für den gleichen Anspannungsmodul ($T : P = 2{,}4$) und die gleiche Umfangskraft P einen kleineren Riemenquerschnitt, also kleinere Werte für die Riemenbreite der Baumwolltuch-Treibriemen bei gleicher Dicke als in vorstehender Tabelle für Lederriemen angegeben ist, beziehungsweise bei gleichem Riemenquerschnitt eine größere vom Riemen übertragene Umfangskraft.

Die Dicke der Baumwolltuch-Treibriemen von E. Hagen & Co. in Hamburg beträgt:

$\delta = 4$ *mm*	für einen	3fachen	Riemen
$\delta = 5$ „	„ „	4 „	„
$\delta = 7$ „	„ „	6 „	„
$\delta = 10$ „	„ „	8 „	„
$\delta = 12$ „	„ „	10 „	„

Bezüglich des Verhältnisses der Dicke δ der Baumwolltuch-Treibriemen zum Riemenscheibenhalbmesser kann als Richtschnur dienen, dass als kleinster Riemenscheibendurchmesser D anzunehmen ist:

$D = 80$ *mm*	für einen	3fachen	Riemen
$D = 130$ „	„ „	4 „	„
$D = 200$ „	„ „	6 „	„
$D = 300$ „	„ „	8 „	„
$D = 450$ „	„ „	10 „	„

Für gewöhnliche Fälle wird man die in vorstehender Tabelle für Lederriemen angegebenen Verhältnisse für β und R beibehalten können und für $S = 0{,}35\ kg/mm^2$ die übrigen Größen zu berechnen haben.

Die Breite der Riemenscheibe B wird größer gemacht, als die Riemenbreite β und findet man

$$B = 1{,}1\ \beta \text{ bis } 1{,}25\ \beta \quad \text{(270}$$

Ferner wird die Nabendicke gleich dem halben Wellendurchmesser d' und die Nabenlänge gleich $1{,}5\ d'$ oder gleich B.

Die Arme der Riemenscheiben werden gewöhnlich gekrümmt und mit ovalem (elliptischem) Querschnitt ausgeführt. Bezeichnet A die Anzahl der Arme, h die Höhe und δ die Dicke in Millimeter, des Armquerschnittes im Achsenmitel, S die Beanspruchung der stärksten gespannten Faser, so erhält man

$$P \cdot R = \frac{\pi}{32} \cdot \delta \cdot h^2 \cdot S \cdot A \quad \text{(271}$$

und mit $\delta = 0{,}4\,h$ und $S = 1\,kg/mm^2$

$$h = 2{,}940 \,.\, \sqrt[3]{\frac{PR}{A}} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \quad (272$$

und durch Verbindung der letzteren Gl. mit jener (15

$$\frac{h}{d'} = 2{,}154 \,.\, \sqrt[3]{\frac{1}{A}} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \quad (273$$

Aus technologischen Gründen ist der nach Gl. (272 oder (273 berechnete Wert für h um 10 mm größer zu nehmen.

Für die Anzahl der Arme ($A = 4$ bis 8) kann man als Anhalt nehmen

$$A = 0{,}7 \,.\, \frac{R}{d'} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \quad (274$$

die Arme werden gegen den Kranz verjüngt auf

$$h_1 = 0{,}75\,h \text{ bis } 0{,}8\,h \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \quad (275$$

Die Querschnittsdimensionen des Kranzes der bombierten Riemenscheibe sind in Fig. 6, Taf. XVIII cotiert.

Die Theilung t der Zahnräder Eisen in Eisen wird wieder nach Gl. (101 berechnet, wobei man, weil die hier in Betracht stehenden Räder bedeutender Abnützung unterliegen, Cycloidenverzahnung anwendet und das Verhältnis ψ der Zahnbreite b zur Theilung t

$$\psi = \frac{b}{t} = 3 \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \quad (276$$

ferner die Beanspruchung in der stärkst gespannten Faser setzen kann

$$S = 1{,}67\ kg/mm^2 \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \quad (277$$

Hiermit wird das Product

$$\psi \,.\, S = 5 \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \quad (278$$

und es können zur Bestimmung der Theilung wieder die Gl. (107 und (108 beziehungsweise die hiefür berechnete Tabelle S. 86 benützt werden.

Für die Dimensionierung der Radarme gelten sonach wieder die Gl. (147 bis (150, Seite 101.

Nach Keller nehme man bei Transmissionsrädern für den Halbmesser R des größeren Rades, also für $i \geqq 1$

$a)$ für Stirnräder $R = (5 + i)\,d'$ . . . . (279

$b)$ für Kegelräder $R = (4 + i)\,d'$ . . . . (280

wobei

$$d' = 120\,\sqrt[3]{\frac{N}{n}} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \quad (281$$

und N die vom Rade R bei n Umdrehungen desselben übertragene Arbeitsleistung in Pferdestärken bezeichnen.

Die Theilung t_1 der Zahnräder Holz in Eisen ergibt sich aus jener t für Eisen in Eisen mit

$$t_1 = 1{,}25\, t \qquad (282$$

wobei übrigens für den Eisenzahn (wie bei Eisen in Eisen S. 84) $\frac{b}{t} = \psi$; $k = 0{,}3\, t$; $f = 0{,}4\, t$; $\lambda = 0{,}7\, t$; Zahndicke im Theilkreis $\mathfrak{d} = = \frac{10}{21}\, t$ und für den Holzzahn die Zahndicke im Theilkreis gleich 1,5 von jener des Eisenzahnes, endlich der Spielraum zwischen den Zähnen

$$\sigma = \frac{1}{20}\, t_1 \qquad (283$$

Dabei soll mit Rücksicht auf die Abnützung das treibende Rad die Holzzähne erhalten, weil anderenfalls die Holzzähne durch die Eisenzähne über Hirn aufgerauht werden und rasch zu Grunde gehen. Weil jedoch das Einkämmen großer Zahnräder viel Zeit in Anspruch nimmt, so gibt man bei größerer Übersetzung gewöhnlich auch dann dem kleineren Rad die Holzzähne, wenn das größere Rad das treibende ist und hält dafür ein zweites Kammrad mit genau eingetheilter und ausgearbeiteter Verkämmung als Ersatzstück in Reserve.

Jedenfalls soll man mit Rücksicht auf den ruhigen Gang mit der Zähnezahl des kleineren Rades nicht unter 18 heruntergehen, also setzen

$$z_1 \geqq 18 \qquad (284$$

Wird dies eingehalten, so kann man einen weiteren Unterschied machen zwischen diesen Transmissionsrädern und den für $\psi = \frac{b}{t} = 2$ sich ergebenden Krahnrädern, bei welchen die kleinste Zähnezahl $z_1 = 11$ angenommen wurde, indem man für die Satzräder den Halbmesser r des Wälzungskreises gleich dem halben Theilkreisradius des 11 Zähne-Rades bei Krahnrädern mit $\psi = \frac{b}{t} = 2$ und gleich dem halben Theilkreisradius des 18 Zähne-Rades für Transmissionsräder mit $\psi = \frac{b}{t} = 3$ anwendet. Man erhält sonach den Halbmesser des Wälzungskreises für Transmissionsräder

$$r = 4{,}5 \,.\, \left(\frac{t}{\pi}\right) = 1{,}432\, t \qquad (285$$

Für Einzelräder wird man den Wälzungskreis je nach der Zähnezahl des kleinen Rades viel größer wählen können, um eine größere Eingriffsdauer der Zähne zu erzielen.

Die Wellen werden in allen hier in Betracht stehenden Fällen als kurze Wellen auf Torsion berechnet für $S' = 2\ kg/mm^2$, also nach Gl. (15 oder der zugehörigen Tabelle S. 18 entnommen und mit Rücksicht auf die Biegungsmomente etwas stärker dimensioniert.

e) Für Speisepumpen der Dampfkessel:

Bezeichnet F die Heizfläche des zu speisenden Dampfkessels in Quadratmeter, und S die auf der ganzen Heizfläche verdampfte Wassermenge in Kilogramm pro Stunde, so kann man nehmen, je nachdem ein mäßiger oder forcierter Betrieb vorhanden

$$\mathfrak{S} = 15\ \mathfrak{F} \text{ bis } 20\ \mathfrak{F} \text{ bis } 30\ \mathfrak{F} \quad \text{(286}$$

im Mittel

$$\mathfrak{S} = 20\ \mathfrak{F} \quad \text{(287}$$

bei sehr mäßigem Betrieb

$$\mathfrak{S} = 12\ \mathfrak{F} \quad \text{(288}$$

wobei bemerkt sei, daſs mäßiger Betrieb mehr ökonomisch ist, als forcierter Betrieb, indem bei letzterem die Heizgase mit viel höherer Temperatur in den Schornstein entweichen und daſs die Speisepumpe gewöhnlich so groß gemacht wird, daſs sie bei continuierlichem Betrieb die dreifache im Mittel erforderliche Wassermenge zu liefern imstande ist, also für die Wassermenge in Cubikmeter pro Secunde

$$Q = \frac{3 \,.\, \mathfrak{S}}{1000 \,.\, 60 \,.\, 60} = \frac{3 \,.\, 20 \,.\, \mathfrak{F}}{1000 \,.\, 60 \,.\, 60} = \frac{\mathfrak{F}}{60000} \quad \text{(289}$$

Für das Sicherheitsventil, welches bei Preſspumpen stets angewendet wird, kann man nehmen:

das Hebelverhältnis des Belastungshebels

$$\frac{b}{a} = 7 \text{ bis } 11 \quad \text{(290}$$

den inneren Ventildurchmesser

$$d = 8 \text{ bis } 10\ mm \quad \text{(291}$$

wobei das größere Hebelverhältnis beim größeren Ventildurchmesser und höheren Wasserdruck anzuwenden ist, um nicht ein zu großes Belastungsgewicht zu erhalten.

Bezeichnet noch p den Wasserdruck in Kilogramm pro 1 mm^2, G_1 das Eigengewicht des Hebels, gewogen am Aufhängepunkte des

Belastungsgewichtes G_2, so erhält man unter Vernachlässigung des geringen Ventilgewichtes und seiner Reibung, die Größe des Belastungsgewichtes am Hebelende für d a und b in mm

$$G_2 = \frac{a}{b} \cdot \frac{\pi}{4} d^2 p - G_1 \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots (292.$$

1. Beispiel. Eine doppeltwirkende Brunnenpumpe nach Fig. 1 bis 4, Taf. XVII, und Fig. 1 bis 3, Taf. XVIII, mit Antrieb durch Handschwungrad und Räderübersetzung hat 80 mm Kolbendurchmesser und 210 mm Hub; die Räder haben die Zähnezahlen $z_1 = 20$ und $z_2 = 45$, der Radius der Handkurbel beträgt $a = 400$ mm. Für welche totale Förderhöhe ist die Räderübersetzung ausreichend, wenn ein Mann am Handschwungrad mit normaler Anstrengung wirken soll, und welche Wassermenge liefert diese Pumpe in Liter pro Minute?

Da hier ein Handschwungrad vorhanden, so ist die Kraft für einen Mann an der Kurbel nach Gl. (233

$$K = 8\ kg$$

und die Umfangsgeschwindigkeit der Handkurbel nach Gl. (233

$$c' = 0{,}75\ m \text{ pro Sec.},$$

mithin die absolute Arbeitsleistung in Pferdestärken ausgedrückt

$$N_a = \frac{K \cdot c'}{75} = \frac{8 \cdot 0{,}75}{75} = 0{,}08\ PS$$

und hiermit ergibt sich, wenn nach Gl. (225 $\frac{1}{\eta} = 1{,}33$ gesetzt wird aus Gl. (223

$$N_a = 1{,}33 \cdot \frac{\gamma \cdot Q \cdot H}{75}$$

$$0{,}08 = \frac{1{,}33 \cdot 1000}{75} \cdot Q\ H = 17{,}73 \cdot Q\ H$$

woraus

$$H = \frac{0{,}08}{17{,}73 \cdot Q}.$$

Um mit Gl. (214 die Wassermenge Q zu bestimmen, ist erforderlich die Umdrehungszahl n der Pumpenkurbel zu kennen und diese ergibt sich mit Hilfe der bekannten Umfangsgeschwindigkeit c' der Handkurbel. Es ist die Umdrehungszahl der Handkurbel, wenn $a = 0{,}4\ m$ gesetzt wird

$$n' = \frac{60 \cdot c'}{2\, a\, \pi} = \frac{60 \cdot 0{,}75}{2 \cdot 0{,}4 \cdot 3{,}142} = 17{,}86$$

und somit jene der Pumpenkurbel

$$n = \frac{z_1}{z_2} \cdot n' = \frac{20}{45} \cdot 17{,}86 = 7{,}93$$

und hiermit ergibt die Gl. (214, in welcher alle Dimensionen in Meter einzusetzen sind, mit $\mu = 0{,}8$ aus Gl. (215 die Wassermenge

$$Q = 0{,}8 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot D^2 \cdot \frac{2 \cdot s \cdot n}{60} =$$

$$= 0{,}8 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot 0{,}08^2 \cdot \frac{2 \cdot 0{,}21 \cdot 7{,}93}{60} = 0{,}000223\ m^3 \text{ pro Sec.}$$

Durch Substitution dieses Wertes in die Gleichung für H ergibt sich nun die gesuchte Förderhöhe

$$H = \frac{0{,}08}{17{,}73 \,.\, 0{,}000223} = 20{,}23 \backsim 20\ m.$$

Die Wassermenge, welche die Pumpe liefert, beträgt in Liter pro Minute

$$Q = 60 \,.\, 1000 \,.\, 0{,}000223 = 13{,}38 \backsim 13{,}5\ l.$$

2. **Beispiel.** Eine doppeltwirkende Brunnenpumpe nach Fig. 1 bis 4, Taf. XVII, und Fig. 1 bis 3, Taf. XVIII, mit Antrieb durch Handschwungrad und Räderübersetzung, welche 80 *mm* Kolbendurchmesser und 210 *mm* Hub hat, soll durch einen Mann bei normaler Anstrengung am Kurbelhalbmesser $a = 400\ mm$ betrieben werden und Wasser auf die Höhe $H = 20\ m$ fördern.

Es sind die Dimensionen der erforderlichen Überſetzungsräder zu bestimmen und anzugeben, welche Wassermenge die Pumpe in Liter pro Minute liefert.

Es ist nach Gl. (232 und (233

$$K = 8\ kg$$

$$c' = 0{,}75\ m \text{ pro Secunde}$$

somit die Umdrehungszahl der Handkurbel

$$n' = \frac{60 \,.\, c'}{2\,\pi\, a} = 17{,}86$$

und jene der Pumpenkurbel

$$n = \frac{z_1}{z_2} \,.\, n' = 17{,}86 \,.\, \frac{z_1}{z_2}$$

also die Wassermenge nach Gl. (214

$$Q = 0{,}8 \,.\, \frac{\pi}{4} \,.\, D^2 \,.\, \frac{2 \,.\, s \,.\, n}{60} = 0{,}8 \,.\, \frac{\pi}{4} \,.\, 0{,}08^2 \,.\, \frac{2 \,.\, 0{,}21}{60} \,.\, 17{,}86 \,.\, \frac{z_1}{z_2} =$$

$$= 0{,}0005027 \,.\, \frac{z_1}{z_2}$$

ferner der absolute Effect

$$N_a = \frac{K c'}{75} = 0{,}08$$

$$N_a = 1{,}33 \,.\, \frac{\gamma \,.\, Q \,.\, H}{75}$$

somit auch

$$0{,}08 = 1{,}33 \,.\, \frac{\gamma \,.\, Q \,.\, H}{75}$$

und durch Substitution von Q und H

$$0{,}08 = 1{,}33 \,.\, 1000 \,.\, 0{,}0005027 \,.\, \frac{z_1}{z_2} \,.\, \frac{20}{75}$$

woraus

$$\frac{z_2}{z_1} = \frac{1{,}33 \,.\, 1000 \,.\, 0{,}0005027 \,.\, 20}{75 \,.\, 0{,}08} = 2{,}23.$$

Wählt man nun, um nicht zu kleine Zähnezahlen zu erhalten, nach Gl. (284

$$z_1 = 20$$

so wird

$$z_2 = 2{,}23 \,.\, 20 = 44{,}6 \backsim 45$$

und es ergibt sich für das Getriebe

$$\left(\frac{P R}{z}\right) = \frac{K . a}{z_1}.$$

Weil nun aber aus irgend welchen Gründen ein augenblicklicher größerer Widerstand vorkommen kann, so wird man hierin K doppelt so groß als für den normalen Betrieb einsetzen, also

$$K = 16\ kg$$

und hiermit ergibt sich

$$\left(\frac{P R}{z}\right) = \frac{16 . 400}{20} = 320$$

wonach die Gl. (108 oder die zugehörige Tabelle S. 86 nach der Stichzahl ergibt

$$\frac{t}{\pi} = 7$$

$$t = 21{,}991.$$

Nun wird

$$b = 3\,t = 3 . 22 = 66 \sim 65\ mm$$

und der Theilkreisdurchmesser des Getriebes

$$D_1 = z_1 . \left(\frac{t}{\pi}\right) = 20 . 7 = 140\ mm$$

jener des Rades

$$D_2 = z_2 . \left(\frac{t}{\pi}\right) = 45 . 7 = 315\ mm.$$

Durch Substitution des Wertes

$$\frac{z_1}{z_2} = \frac{20}{45}$$

in die Gl. für Q ergibt sich

$$Q = 0{,}0005027 . \frac{20}{45} = 0{,}000223\ m^3 \text{ pro Secunde}$$

und sonach wieder die Wassermenge in Liter pro Minute

$$Q = 60 . 1000 . 0{,}000223 = 13{,}38 \sim 13{,}5\ l.$$

3. **Beispiel.** Es ist der Kolbendurchmesser und Kolbenhub zu bestimmen für eine doppeltwirkende Brunnenpumpe nach Fig. 1 bis 4, Taf. XVII, und Fig. 1 bis 3, Taf. XVIII, mit Antrieb durch Handschwungrad und Räderübersetzung $\frac{z_1}{z_2} = \frac{1}{2{,}25}$ mit welcher ein Mann am Kurbelhalbmesser $a = 400\ mm$ pro Minute $13{,}5\ l$ Wasser auf die Höhe $H = 20\ m$ fördern soll.

Es ist wie im vorhergehenden und ersten Beispiele

$$n = \frac{z_1}{z_2} . n' = \frac{1}{2{,}25} . 17{,}86 = 7{,}93$$

und wenn man für den Kurbelantrieb nach der Voraussetzung

$$\frac{s}{D} = 2 \text{ bis } 4$$

wählt

$$\frac{s}{D} = 2{,}625;\ \text{also } s = 2{,}625\ D$$

so ergibt die Gl. (214 mit $\mu = 0{,}8$

$$Q = 0{,}8 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot D^2 \cdot \frac{2 \cdot 2{,}625 \cdot D \cdot 7{,}93}{60}$$

und weil hier die Wassermenge in Kubikmetern pro Secunde ausgedrückt erscheint, so ist auch

$$Q = \frac{13{,}5}{60 \cdot 1000} = 0{,}000225,$$

somit ist

$$0{,}8 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot \frac{2 \cdot 2{,}625 \cdot 7{,}93}{60} \cdot D^3 = 0{,}000225$$

woraus

$$D = \sqrt[3]{\frac{0{,}000225 \cdot 4 \cdot 60}{0{,}8 \cdot \pi \cdot 2 \cdot 2{,}625 \cdot 7{,}93}} = 0{,}08\,m$$

also

$$D = 80\,mm$$

und hiermit

$$s = 2{,}625\ D = 210\,mm.$$

4. Beispiel. Eine einfachwirkende verticale Speisepumpe mit Excenterantrieb nach Fig. 4—5, Taf. XVIII, erhält 85 *mm* Kolbendurchmesser und 150 *mm* Kolbenhub; die Schwungradwelle der Dampfmaschine, auf welcher das Pumpenexcenter aufgekeilt ist, macht 65 Umdrehungen in der Minute. Es ist anzugeben, wie viel Wasser die Pumpe bei continuierlichem Betrieb in Liter pro Stunde liefert und wie groß der Dampfkessel sein kann, für welchen diese Pumpe als Speisepumpe hinreichend Wasser liefert.

Es ist hier

$$D = 0{,}085\,m;\ s = 0{,}150\,m;\ n = 65$$

und wenn man $\mu = 0{,}8$ setzt, nach Gl. (212 die Wassermenge

$$Q = 0{,}8 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot D^2 \cdot s \cdot \frac{n}{60} = 0{,}8 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot 0{,}085^2 \cdot 0{,}15 \cdot \frac{65}{60} =$$

$$= 0{,}0007378 \backsim 0{,}00074\ m^3 \text{ pro Sec.},$$

also in Liter pro Stunde

$$Q = 1000 \cdot 60 \cdot 60 \cdot 0{,}00074 = 2664\ l.$$

Soll nun dies die dreifache im Mittel verdampfte Wassermenge sein, so ist die einfache, $\mathfrak{S}$ in Kilogramm pro Stunde

$$\mathfrak{S} = \frac{2664}{3} = 888\ kg$$

und wenn pro 1 m^2 Heizfläche 20 *kg* Wasser verdampft werden, aus Gl. (287 die Heizfläche

$$\mathfrak{F} = \frac{\mathfrak{S}}{20} = \frac{888}{20} = 44{,}4 \backsim 44{,}5\ m^2.$$

5. Beispiel. Es sind die Hauptdimensionen der Bestandtheile der Speisepumpe des vorhergehenden 4. Beispieles zu bestimmen, wenn der Dampfüberdruck in dem zu speisenden Kessel $p = 6{,}5\ at$ beträgt.

Es ist die mittlere Kolbengeschwindigkeit

$$c = \frac{2sn}{60} = \frac{2 \,.\, 0{,}15 \,.\, 65}{60} = 0{,}325\ m \text{ pro Sec.},$$

sonach kann man den Durchmesser des Saug- und Druckrohres nach Gl. (234 nehmen

$$D_1 = 0{,}7\ D = 0{,}7 \,.\, 0{,}085 = 0{,}0595\ m = 59{,}5\ mm \sim 60\ mm$$

Die horizontale Projection der Ventilsitzbreite wird nun nach Gl. (235

$$\sigma = 4 + 0{,}01\ D_1 = 4 + 0{,}01 \,.\, 60 = 4{,}6 \sim 4{,}5\ mm$$

und der Durchmesser des Ventilkopfes

$$D_2 = 60 + 9 = 69\ mm$$

somit nach Gl. (237 der Durchmesser des Ventilgehäuses über dem Saugventil

$$D_3 = \sqrt{D_1^2 + D_2^2} = \sqrt{60^2 + 69^2} = 92 \sim 95\ mm.$$

Weil nun das Saugventil durch den Ventilsitz des Druckventils hindurchgehen muss, wird letzterer etwas größer gebohrt als D_2, also der Durchmesser des Druckventiles

$$D'_1 = 70\ mm$$

und hiernach wieder der Ventilkopf

$$D'_2 = 79\ mm$$

und wieder der Durchmesser des Ventilgehäuses über dem Druckventil

$$D'_3 = \sqrt{70^2 + 79^2} = 106 \sim 110\ mm$$

Die Hubhöhe des Saugventiles wird nach Gl. (239

$$h = \frac{1}{4}\ D_1 = \frac{1}{4} \,.\, 60 = 15\ mm.$$

Die Hubhöhe des Druckventiles könnte für den gleichen Durchgangsquerschnitt, weil es einen größeren Durchmesser hat, noch etwas kleiner als 15 *mm* genommen werden.

Der Pumpencylinder ist unter der Stopfbüchse nicht ausgebohrt, sondern erweitert gegossen und der Durchmesser der Erweiterung bestimmt durch die Gleichung

$$D_3'' = \sqrt{D^2 + D_1^2} = \sqrt{85^2 + 60^2} = 104 \sim 105\ mm.$$

Die Stopfbüchse erhält die Dimensionen (Note S. 225; $d = 85\ mm$) innerhalb der Grenzen

$$\begin{cases} b = 10\ mm + 0{,}02\ d = 10 + 0{,}02 \,.\, 85 = 11{,}7 \sim 12\ mm \\ b = 10\ mm + 0{,}05\ d = 10 + 0{,}05 \,.\, 85 = 14{,}25 \sim 14\ mm \end{cases}$$

$$\begin{cases} h = 25\ mm + 0{,}15\ d = 25 + 0{,}15 \,.\, 85 = 37{,}75 \sim 38\ mm \\ h = 50\ mm + 1{,}33\ d = 50 + 0{,}33 \,.\, 85 = 78{,}05 \sim 78\ mm \end{cases}$$

da nun eine dicke hohe Packung weniger oft erneuert werden muss, sei hier diese beibehalten und abgerundet

$$b = 14\ mm$$
$$h = 75\ mm.$$

Der Pumpencylinder erhält nach Gl. (242 die Wandstärke

$$\delta = 12\ mm + 0{,}02\ D = 12 + 0{,}02 \,.\, 85 = 13{,}7 \sim 14\ mm.$$

Das Ventilgehäuse erhält die Wandstärken nach derselben Formel für die verschiedenen lichten Durchmesser, z. B. für $D_1 = 60\ mm$

$$\delta = 12\ mm + 0{,}02 \,.\, 60 = 13{,}2 \sim 13\ mm.$$

Die zugehörige Flansche erhält (Note S. 231) die Flanschendicke gleich $1{,}5\ \delta = 19{,}5 \sim 20\ mm$; die Flanschenschenkellänge gleich $10\ mm + 3\ \delta = 49 \sim 50\ mm$;

die Schraube $d = 3\,mm + \delta = 16\,mm$, somit nach der Whitworth'schen Scala (Note S. 20) die Nr. 5 oder $^5/_8$ Zoll englisch Gewinde.

Die mittlere Wandstärke des Metallventilsitzes wird nach Gl. (247

$$\delta_1 = 2\,mm + 0{,}7\,\sqrt{D_1} = 2 + 0{,}7\,\sqrt{60} = 7{,}4 \backsim 8\,mm.$$

Der Windkessel erhält bei gewöhnlicher Länge der Rohrleitung nach Gl. (249 das Volumen in Liter ausgedrückt, also D und s in Decimeter eingesetzt

$$V = 3 \,.\, \frac{\pi}{4} \,.\, D^2 \,.\, s = 3 \,.\, \frac{\pi}{4} \,.\, 0{,}85^2\; 1{,}5 = 2{,}554 \backsim 2{,}6\,l.$$

Wählt man nun für den conischen Windkessel nach der Zeichnung (Fig. 7, Taf. XVII) (Note S. 233)

$$d_0 = D_1 = 60\,mm = 0{,}6\,dm$$
$$D_0 = 1{,}6 \,.\, D = 1{,}6 \,.\, 85 = 136 \backsim 135\,mm = 1{,}35\,dm$$

so ergibt sich die Höhe des Kegelstutzes in Decimeter

$$h_0 = \frac{12}{\pi \,.\, (D_0^2 + D_0\,d_0 + d_0^2)} \,.\, \left(V - \frac{\pi}{12} D_0^3\right) =$$
$$= \frac{12}{\pi\,(1{,}35^2 + 1{,}35 \,.\, 0{,}6 + 0{,}6^2)} \,.\, \left(2{,}6 - \frac{\pi}{12} \,.\, 1{,}35^3\right) =$$
$$= 2{,}495 \backsim 2{,}5\,dm = 250\,mm.$$

Der am Kolben erforderliche äußere Druck wird nach Gl. (226 mit D in Meter p in Atmosphären

$$P = 13300 \,.\, \frac{\pi}{4} \,.\, D^2 \,.\, p$$

und wegen

$$p = 6{,}5\; at$$
$$P = 13300 \,.\, \frac{\pi}{4} \,.\, 0{,}085^2 \,.\, 6{,}5 = 490\; kg$$

und somit nach Gl. (255 der Kreuzkopfbolzen oder Charnierbolzen

$$d_3 = 1{,}125\,\sqrt{P} = 1{,}125 \,.\, \sqrt{490} = 24{,}9 \backsim 25\,mm$$
$$l_3 = 1{,}5\; d_3 = 37{,}5 \backsim 38\; mm.$$

Die Breite der Excenterringe nach Gl. (257

$$b = 2{,}5\; d_3 = 62{,}5 \backsim 62\,mm.$$

Der Durchmesser der Excenterstange am Ende beim Excenter gleich $2\,d_3 = 50\,mm$; am Ende beim Kolben gleich $1{,}5\,d_3 = 37{,}5 \backsim 38\,mm$.

Die Excentricität

$$r = \frac{1}{2}\; s = \frac{1}{2} \,.\, 150 = 75\,mm.$$

6. Beispiel. Es soll eine doppeltwirkende Pumpe nach Fig. 59 bis 63, Text, mit 300 *mm* Kolbenhub, welche bei einer mittleren secundlichen Kolbengeschwindigkeit $c = 0{,}25\; m$ zu ihrem Betriebe 1,33 *PS* erfordert, mit Antrieb durch Riemen und Räderübersetzung versehen werden; die den Antrieb vermittelnde Transmissionswelle macht $n = 100$ Umdrehungen in der Minute. Welche Dimensionen sind den Riemenscheiben und dem Riemen zu geben und wie groß ist die Räderübersetzung zu machen?

Es ist hier für die kleinere Scheibe, weil diese passend auf die Transmissionswelle kommen wird, $N = 1{,}33$; $n = 100$ und $\frac{N}{n} = 0{,}0133$ und mit Benützung der Tabelle S. 237, weil dieser Wert von $\frac{N}{n}$ zwischen den bezüglichen Tabellenwerten 0,013 und 0,015 liegt, entspricht annähernd

$$R = 300\ mm;\ \beta = 105\ mm.$$

Wenn mit Rücksicht auf ein zunächst passendes Modell für die zusammen arbeitende Riemenscheibe auf der Antriebwelle des Pumpenantriebes eine solche mit dem Halbmesser

$$R_1 = 400\ mm$$

gewählt wird, so ergibt sich die Umdrehungszahl der Riemenscheibe auf der Antriebswelle des Pumpenantriebes

$$n_1 = \frac{R}{R_1} \,.\, n = \frac{300}{400} \,.\, 100 = 75.$$

Weil nun die Pumpe die Hubzahl pro Minute

$$n_2 = \frac{30 \,.\, c}{s} = \frac{30 \,.\, 0{,}25}{0{,}3} = 24$$

erfordert, so ergibt sich die Räderübersetzung

$$i = n_1 : n_2 = 75 : 25 = 8.$$

Wählt man nun für den Durchmesser des größeren Rades nach Gl. (279 unter Voraussetzung von Stirnrädern

$$R = (5 + i)\ d'$$

und nach der Tabelle S. 18 den Wellendurchmesser für die Welle des größeren Rades, für $N = 1{,}33$; $n = 25$; $(N : n) = 1{,}33 : 25 = 0{,}0532$

$$d' = 45\ mm$$

so erhält man den Halbmesser des größeren Rades

$$R = (5 + 3) \,.\, 45 = 360\ mm$$

und aus der bekannten Gleichung

$$P R = 716200 \,.\, \frac{N}{n}$$

auch weiter den Zahndruck ($N = 1{,}33$; $n = 25$; $R = 360$)

$$P = \frac{716200 \,.\, 1{,}33}{360 \,.\, 25} = 106\ kg$$

und hiermit für $\psi = \frac{b}{t} = 3$; $S = 1{,}67\ kg/mm^2$; $\psi \,.\, S = 5$; mit Benützung der Tabelle S. 86 nach ganzer Stichzahl abgerundet

$$\left(\frac{t}{\pi}\right) = 7;\ t = 21{,}991$$

und dem Radius $R = 360\ mm$ entsprechende Zähnezahl

$$z_2 = \frac{2 R}{\left(\frac{t}{\pi}\right)} = \frac{720}{7} = 103 \sim 100$$

somit der genaue Raddurchmesser dazu

$$D_2 = z_2 \cdot \left(\frac{t}{\pi}\right) = 700 \; mm$$

und es erhält das zugehörige Getriebe

$$z_1 = \frac{n_2}{n_1} \cdot z_2 = \frac{1}{3} 100 = 33{,}33 \backsim 33$$

$$D_1 = z_1 \cdot \left(\frac{t}{\pi}\right) = 33 \,.\, 7 = 231 \; mm.$$

Die Zahnbreite wird

$$b = 3\,t = 66 \backsim 65 \; mm.$$

Schließlich werden die Wellendurchmesser noch mit Rücksicht auf Biegung verstärkt.

Bezeichnet für Dampfpumpen

F die Kolbenfläche des Pumpenkolbens in cm^2,

F_1 die Kolbenfläche des Dampfkolbens in cm^2,

p den Dampfdruck in dem zu speisenden Dampfkessel in Atmosphären Überdruck,

p_1 die Admissionsdampfspannung im Dampfcylinder in Atmosphären Überdruck,

so muſs mit Rücksicht auf die erwünschte Bewegung ein Überdruck von Seite des Dampfkolbens vorhanden sein, also

$$F_1 \cdot p_1 > F p$$

oder wenn $K > 1$ eine Constante bezeichnet

$$F_1 \cdot p_1 = K \cdot F \cdot p \; \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \; (293$$

woraus

$$\frac{F_1}{F} = K \cdot \frac{p}{p_1}$$

und weil p_1 von p abhängig ist, und für gewöhnliche Pumpen gesetzt werden kann

$$p_1 = 0{,}75\, p$$

so ist auch, wenn K_1 wieder eine Constante, $K_1 > 1$

$$\frac{F_1}{F} = \frac{K}{0{,}75} = 1{,}33\, K = K_1 \; \ldots\ldots\ldots\ldots \; (294$$

und kann man nach guten Ausführungen nehmen

$$\frac{F_1}{F} = 2 \text{ bis } 4 \; \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \; (295$$

Die mittlere Kolbengeschwindigkeit wird hierbei leicht durch Handhabung des Dampfeinlassventiles nach Bedarf reguliert.*)

Den Querschnitt des Dampfzuleitungsrohres f_1 nehme man so groß, dass die Geschwindigkeit des Dampfes in demselben 25 bis 30 *m* pro Secunde nicht übersteigt. Wenn F die nutzbare Kolbenfläche in Quadratmeter und f_1 ebenfalls in Quadratmeter ausgedrückt ist, kann man setzen

$$f_1 = \frac{1}{18} \cdot F \quad \text{. . . . . (296}$$

ferner den Querschnitt des Auspuffrohres f_2 für möglichst freien Auspuff

$$f_2 = \frac{1}{10} \cdot F \quad \text{. . . . . (297}$$

ferner den Canalquerschnitt $(a \,.\, b)$ (Fig. 58, Text) für die Dampfeinströmung in den Dampfcylinder

$$a \,.\, b = \frac{1}{20} \cdot F \quad \text{. . . . . (298}$$

und das Verhältnis $\left(\frac{a}{b}\right)$ der Canalweite zur Canalbreite,

---

*) Nachstehende Tabelle enthält die Hauptdimensionen, nach welchen die Pumpen in Fig. 68 und 70, Text, von der Maschinenfabrik Eßlingen, Filiale Cannstadt, vormals Gebrüder Decker & Co. in Cannstadt ausgeführt werden.

Dampfpumpe Nr.	Pumpen-Cylinder- Durchmesser	Kolbenhub	Dampfcylinder-Durchmesser *mm* A	B	C	Wasserlieferung pro Minute je nach Größe der Saug- und Druckhöhe Liter circa	Construction A dient als Dampfkesselspeisepumpe für folgende Pferdekräfte	Dieser Wasserlieferung entsprechende Zahl der Doppelhübe (Tourenzahl) pro Minute
	mm							
2	50	125	90	—	—	36— 50	10— 50	95—125
3	70	180	120	—	—	75— 100	50—100	72— 96
4	85	180	150	90	200	120— 160	100—160	72— 96
5	100	250	175	100	200	210— 280	260—280	63— 84
6	115	250	200	120	250	270— 360	280—360	63— 84
7	135	350	250	150	300	360— 480	360—480	45— 60
8	150	400	275	160	350	450— 600	480—600	45— 60
9	175	400	300	175	400	600— 800	600—800	39— 52
10	200	450	350	200	400	800—1100	—	36— 48
11	250	450	400	250	550	1300—1700		36— 48
12	300	900	550	300	650	1800—2400		18— 24
13	350	900	600	—	—	2400—3200	—	18— 24
14	400	900	650	400	700	3000—4000		18— 24

für kleinere Maschinen

$$\frac{a}{b} = \frac{1}{4} \text{ bis } \frac{1}{6} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \quad (299$$

für größere Maschinen

$$\frac{a}{b} \geq \frac{1}{7} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \quad (300$$

so dass, wenn D den Durchmesser des Dampfkolbens bezeichnet, im allgemeinen

$$b = 0{,}5\,D \text{ bis } 0{,}6\,D \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \quad (301$$

$$a > 12\,mm \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \quad (302$$

nicht überschritten wird.

Hierbei ist für einfachwirkende Dampfpumpen

$$F = \frac{\pi}{4} D^2 \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \quad (303$$

für doppeltwirkende Dampfpumpen mit einseitig durchgehender Kolbenstange vom Durchmesser d

$$F = \frac{\pi}{4} \cdot D^2 - \frac{1}{2} \cdot \frac{\pi}{4} d^2 \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \quad (304$$

Dampfpumpe Nr.	Lichtweite der Röhren in Zoll engl.								Brutto-Gewicht in *kg* circa	
	Dampf-Zuleitungsrohr			Abdampfrohr			Saugrohr	Druckrohr	Dampfpumpe Fig. 62	Dampfpumpe Fig. 60
	A	B	C	A	B	C	A, B und C			
2	3/4	—	—	1	—	—	1 1/4	1 1/4	150	225
3	1			1 1/4			2	2	350	500
4	1	3/4	1 1/2	1 1/2	1	2	2 1/2	2 1/4	400	600
5	1 1/2	3/4	2	2	1	2 1/2	3	2 1/2	650	950
6	1 1/2	1	2	2	1 1/4	2 1/2	3 1/2	3	800	1150
7	2	1	2 1/2	2 1/2	1 1/4	3	4	3 1/2	1300	1850
8	2	1 1/2	2 1/2	2 1/2	2	3	5	4 1/2	1800	—
9	2 1/2	1 1/2	3	3	2	3 1/2	6	5	2200	
10	2 1/2	1 1/2	3 1/2	3	2	4 1/2	7	6	3800	—
11	3	2	4	4	2 1/2	5	8	7	4800	
12	3 1/2	2	5	4 1/2	2 1/2	6	10	8	11500	—
13	4 1/2	2 1/2	6	5 1/2	3	7	12	10	14000	
14	5	2 1/2	7	6 1/2	3	8	14	12	16000	

Als Wasserhebmaschine benützt, hebt je eine Atmosphäre Dampfdruck das Wasser bei Construction A circa 20 Meter hoch, bei Construction B circa 5 Meter hoch, bei Construction C circa 30 Meter hoch.

wobei

$$d = \frac{1}{5} \text{ bis } \frac{1}{7} D \quad \ldots \quad (305$$

Die Wandstärke des Dampfcylinders wird mit Rücksicht auf den Guss und die nachfolgende Bearbeitung

$$\delta = 20\,mm + 0{,}01\,D\,mm \quad \ldots \quad (306$$

die Wandstärke des Schieberkastens und der Canäle

$$\delta_1 = 0{,}67\,\delta \text{ bis } 0{,}75\,\delta \quad \ldots \quad (307$$

die Flanschendicke des Cylinders und Cylinderdeckels

$$\mathfrak{d} = 1{,}17\,\delta \text{ bis } 1{,}25\,\delta \quad \ldots \quad (308$$

die Flanschendicke des Schieberkastens und Deckels dazu

$$\mathfrak{d}_1 = \delta. \quad \ldots \quad (309$$

der Durchmesser der wegen des Auslaufens der Kolbenringe erforderlichen Erweiterung der Cylinderbohrung an den beiden Enden desselben

$$D_1 = 7\,mm + 1{,}01\,D\,mm \quad \ldots \quad (310$$

der Spielraum zwischen dem Kolben am Hubende und dem Cylinderdeckel

$$\sigma = 3\,mm + 0{,}01\,D\,mm \quad \ldots \quad (311$$

die Anzahl der Cylinderdeckelschrauben

$$i = 2 + 0{,}02\,D \quad \ldots \quad (312$$

der Gewindekerndurchmesser der Cylinderdeckelschrauben

$$d_1 = D \,.\, \sqrt{\frac{p}{i \,.\, S}} \quad \ldots \quad (313$$

wenn p = Dampfüberdruck in Kilogramm pro 1 mm^2, i die Anzahl der Schrauben, $S = 2{,}8\ kg/mm^2$ = Zugbeanspruchung der Schrauben und für gewöhnliche Fälle mit $p = 6\ at = 0{,}06\ kg/mm^2$

$$d_1 = 0{,}1463 \,.\, D \,.\, \sqrt{\frac{1}{i}} \quad \ldots \quad (314$$

Bezeichnet noch, wie in Fig. 4 und 5, Taf. XIX, beziehungsweise Fig. 66, Text, cotiert, in Millimeter

a_0 die Weite des Auspuffcanals,
a_1 die Stegbreite,
a_2 die Breite der Passleiste des Schieberspiegels,
r die Excentricität des Steuerexcenters,
δ den Voreilungswinkel desselben,
v das lineare Voreilen
e die äußere Überdeckung der Schieberlappen in der Mittelstellung des Schiebers,

i die innere desgleichen,

$\frac{s_1}{s}$ das Füllungsverhältnis, d. i. das Verhältnis des Kolbenweges s_1 während welchem die Dampfeinströmung in den Dampfcylinder stattfindet, zum ganzen Kolbenhub s

so kann man für gewöhnliche Verhältnisse setzen:*)

a) für kleine Maschinen, sogenannte Vollbruckmaschinen, mit einfacher Schiebersteuerung

$$\left.\begin{aligned} \frac{s_1}{s} &= 0{,}91 \\ v &= \frac{1}{7}a \\ e &= \frac{1}{3}a \\ r &= e + a \\ \delta &= 20^0\,55' \sim 21^0 \\ i &= \frac{1}{10}a \end{aligned}\right\} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots (315$$

---

*) Nach H. L. Oeking (Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure, Jahrgang 1882, S. 213) soll der Befestigungskeil (Längskeil) bei Kurbeln, Balanciers und Kunstkreuzen nicht im belasteten Felde liegen, wie nach der allgemein gebräuchlichen Anordnung in Fig. 3, Taf. XIX, voll gezeichnet, sondern diesem gegenüber angeordnet sein, wie in Fig. 3, Taf. XIX, bei K gestrichelt gezeichnet, so dafs der äußere Druck auf die Kurbel nicht den Keil zerdrückt, und sohin das Loswerden veranlafst; soll ferner der Querkeil bei Leitstangenköpfen und Stangenverbindungen mit Keil und Muffe nur zweitheilig (Zugkeil und Nasenkeil) mit der Theilungsfuge in der Mitte ausgeführt und auf Biegung und Flächendruck berechnet sein nach den Formeln

$$P\,l = \frac{7}{6} \,.\, b\,h^2 \,.\, S \ldots \text{auf Durchbiegung}$$

$$f = \frac{P}{S} \ldots \text{ auf Flächendruck,}$$

wobei P die Zugkraft oder Druckkraft, l die Keillänge von Mitte bis Mitte Auflager im Lagerbügel oder Muffenauge, h die ganze Höhe des Keiles, $b = \frac{1}{3}h$ die Breite des Keiles, f die Auflagfläche des Keiles, $S = 6$ kg/mm^2 die zulässige Beanspruchung des Keiles auf Biegung und Flächendruck; denn der nach der gebräuchlichen Anordnung in Fig. 3, Taf. XIX, gezeichnete dreitheilige Keil begünstigt die Durchbiegung, indem die Theilfugen näher den äußeren Faserschichten liegen, und die bloße Berücksichtigung der Abscherung wie bisher allgemein üblich, ergibt zu schwache Keilverbindungen.

b) für größere Maschinen, sogenannte Expansionsmaschinen, mit einfacher Schiebersteuerung

$$\left.\begin{aligned} \frac{s_1}{s} &= 0{,}7 \\ v &= \frac{1}{9}\,a \\ e &= a \\ r &= e + a \\ \delta &= 33^0\,45' \sim 34^0 \\ i &= \frac{1}{20}\,a \end{aligned}\right\} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (316$$

und ferner für beide Fälle

$$a_1 = 10\,mm + \frac{1}{2}\,a \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \quad (317$$

$$a_0 = 1{,}5\,a + r + i - a_1 \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (318$$

$$a_2 = 10\,mm + r - a - i \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (319$$

Die jeweilig vorhandene Eröffnung E des Einströmungscanales und jene E_s des Ausströmungscanales für den durch ein Excenter bewegten Schieber läßt sich mit statthafter Vernachlässigung der endlichen Länge der Excenterstange in graphischer Darstellung in 2- bis 4-facher Naturgröße im Müller'schen sowohl als im Zeuner'schen Schiebersteuerungsdiagramm ersehen, wovon ersteres der Vorstellung näher liegt, letzteres aber in der Praxis gebräuchlicher ist.

1. Beispiel. In Fig. 1, Taf. XXIV, ist das Müller'sche Schiebersteuerungsdiagramm für die einfach wirkende Dampfpumpe Fig. 1, Taf. XIX, gezeichnet für die Dimensionen: $D = 0{,}180\ m$; $F = \frac{\pi}{4}\,.\,D^2 = 0{,}0254\ m^2$; $a\,.\,b = \frac{1}{20}\,.\,F = 0{,}00127\ m^2 = 1270\ mm^2$; $\frac{a}{b} = \frac{1}{5}$; $a = 16\ mm$; $b = 80\ mm$; $e = \frac{1}{3}\,a = 5{,}33 \sim 6\,mm$; $r = a + e = 22\ mm$; $\delta = 21^0$; mit welchen Abrundungen v schon durch das Diagramm bestimmt annähernd der Bedingung $v = \frac{1}{7}\,a$ entspricht; $i = \frac{a}{10} = 1{,}5\ mm$; $a_1 = 10\ mm + \frac{1}{2}\,a = 18\ mm$; $a_0 = 1{,}5\,a + r + i - a_1 = 29 \sim 30\ mm$.

Es ist hierin O der Mittelpunkt des Kurbelkreises, OK der Kurbelhalbmesser im verjüngten Maßstab, $OI = r$ die Excentricität des die Schieberbewegung bewirkenden Excenters, δ der Voreilungswinkel gegen die zur Schieberbewegungsrichtung CC senkrechte Gerade SS. Sobald von der endlichen Länge der Excenterstange abgesehen wird, steht der Schieber in seiner Mittelstellung, wenn die Excenterkurbel in die

Richtung OS fällt, und der Schieberweg beträgt $\xi_1 = e + v$ sobald die Maschinenkurbel am todten Punkte, also die Excentricität in OI angekommen ist, weil der Schieber hierbei um die äußere Überdeckung e und um das lineare Voreilen v aus seiner Mittelstellung nach rechts vorgeschoben ist. Aus dem rechtwinkeligen Dreieck FIO ergibt sich hiefür, weil $FI = \xi_1$ und $OI = r$ (Schieberweg nach rechts positiv) $\xi_1 = r \sin \delta$ und demnach ist $r . \sin \delta = e + v$ und für gegebene oder abgerundete Werte von e und v schon δ durch das Diagramm bestimmt, indem

$$\sin \delta = \frac{e + v}{r}$$

anderseits aber auch schon v bestimmt, wenn δ, e und r angenommen wurden. Macht man nämlich $OB = e$; $BA = v$; $AI \perp OA$ und $OI = r$, so ist $\sphericalangle SOI = \delta$.

Dreht man die Kurbel aus ihrer Stellung OK im todten Punkte um den Winkel ω nach aufwärts, im Sinne des Pfeiles d. i. nach der Richtung, nach welcher die Maschine läuft, wenn das Excenter so aufgekeilt ist, dass sich die Excenterkurbel in OI befindet, wenn die Maschinenkurbel im todten Punkte in K steht, so geht die Excenterkurbel ebenfalls um den Winkel ω im Kreise weiter nach OM und es ist der Schieberweg aus der Mittelstellung nach rechts (positiv) $\xi = PM$ und aus dem rechtwinkeligen Dreieck PMO auch

$$\xi = r . \sin (\omega + \delta).$$

Die durch B zu SS parallele Gerade schneidet von MP das Stück MN ab, und zwar ist $MN = \xi - e$ und es stellt somit die Gerade MN die dem Schieberweg ξ entsprechende Canaleröffnung

$$E = \xi - e$$

graphisch dar. Die Weiterdrehung der Kurbel ergibt in der horizontal schraffierten Fläche die den aufeinanderfolgenden Kurbelwinkeln ω entsprechenden Canaleröffnungen für die Dampfeinströmung. Wird nun die Excentricität r gerade so groß gemacht, dass bei der äußersten Rechtsstellung des Schiebers der Dampfeinströmungscanal vollständig geöffnet ist, so ist $BC = a$ die Canalweite und

$$r = a + e$$

und es veranschaulichen die beiden durch B und C stark gezogenen zu SS parallelen Geraden den Einströmungscanal in der Ansicht und die obere stark gezogene Abgrenzungslinie den Schieberspiegel, auf welchem der mit diesem Canal zusammenarbeitende Schieberlappen in der Schiebermittelstellung gestrichelt, in der Stellung auf lineares Voreilen voll gezogen und im Querschnitt schraffiert gezeichnet ist. In der Stellung der Excenterkurbel in OII ist der Einströmungscanal wieder abgeschlossen.

In gleicher Weise ist links von SS die Canaleröffnung für die Ausströmung dargestellt. Ist die Maschinenkurbel von K um 180° weiter gedreht, also im zweiten todten Punkte angelangt, so hat dieselbe die Stellung $OIII$ überschritten, in welcher bei der Linksbewegung des Schiebers aus seiner Mittelstellung der Canal für die Dampfausströmung geöffnet wurde, weil hierbei der Schieber eben um die innere Überdeckung $i = OB_1$ aus seiner Mittelstellung nach links geschoben erscheint (negativer Schieberweg). Bei der Stellung der Excenterkurbel in OIV unter dem Winkel δ ist die Maschinenkurbel im zweiten todten Punkte angelangt und v_1 das innere lineare Voreilen und der negative Schieberweg $\xi_1 = i + v_1$. In der Kurbelstellung OM_1 ist der Schieberweg ξ und die Canaleröffnung für die Ausströmung

$$E = \xi - i.$$

Bei der Weiterdrehung der Kurbel kommt die Excenterkurbel in die Stellung OV, in welcher wieder der Abschluſs des Ausströmungscanales erfolgt. Bei der Weiterdrehung der Kurbel gelangt die Excenterkurbel in die Stellung OVI, in welcher wieder die Canaleröffnung für die Dampfeinströmung erfolgt. Die beiden durch B_1 und C_1 (wobei $B_1\,C_1 = a$) stark gezogenen zu SS parallelen Geraden veranschaulichen den Ausströmungscanal, auf welchem unten links der zugehörige Schieberlappen in der Mittelstellung gestrichelt, in der Stellung auf inneres lineares Voreilen voll gezogen und im Querschnitt schraffiert gezeichnet ist.

Die Punkte I bis VI bezeichnen die sechs Perioden der Dampfvertheilung, und zwar:

I. Kurbelstellung im todten Punkte, Beginn der Kolbenbewegung nach rechts, Einströmungsperiode bis II. (Füllungsperiode, Admissionsperiode).

II. Ende der Einströmungsperiode, Beginn der Expansion, Expansionsperiode bis III.

III. Ende der Expansion, Beginn der Vorausströmung, Vorausströmungsperiode bis IV.

IV. Kurbelstellung im zweiten todten Punkte, Beginn der Kolbenbewegung nach links, Ausströmungsperiode bis V.

V. Ende der Ausströmungsperiode, Beginn der Compression, Compressionsperiode bis VI.

VI. Ende der Compression, Beginn der Voreinströmung, Voreinströmungsperiode bis I.

Bei Vernachlässigung der endlichen Länge der Leitstange ist der Kolbenweg angenähert und der Größe nach graphisch bestimmt für die Kurbelstellung unter dem Winkel ω durch das Stück IQ, wenn $MQ \perp I, IV$, und es ist I, IV die Kolbenweglinie, wobei der Kolben von I nach IV schreitend gedacht wird, wenn er in Wirklichkeit von links nach rechts schreitet und umgekehrt. $OIV = s$ ist der ganze Kolbenhub in verjüngtem Maßstab. $IQ_2 = s_1$ ist der Kolbenweg während der Füllungsperiode und $\frac{s_1}{s}$ das Füllungsverhältnis.

Unter Berücksichtigung der endlichen Länge der Leitstange und auch sonst genau wird die einer bestimmten Kurbelstellung zukommende Kolbenstellung durch das Müller'sche Kolbenwegdiagramm bestimmt, welches in Fig. 2, Taf. XXIV, dargestellt ist und gewöhnlich in beliebigem verjüngtem Maßstab unter alleiniger Einhaltung des obwaltenden Verhältnisses $\frac{R}{L}$ gezeichnet wird, welches bei dieser Pumpe $\frac{1}{6{,}5}$ beträgt.

Für die Drehung der Kurbel von K nach K_1 im Sinne des Pfeiles 1 um den Winkel ω_1 ergibt sich der Kolbenweg von links nach rechts $s_1 = Q_0\,Q_1$ und denselben erhält man auch als Abschnitt $q_0\,q_1$ auf der Radialen Oq_1 zwischen den Kreisen vom Radius $(L-R)$ und L wenn ω_1 im Sinne des Pfeiles 2 aufgetragen wird, weil die Dreiecke $OK_1\,Q_1$ und OKq_1 congruent sind.

2. Beispiel. In Fig. 3, Taf. XXIV, ist das Zeuner'sche Schiebersteuerungs-Diagramm für die Dimensionen der Dampfpumpe wie im vorhergehenden 1. Beispiel gezeichnet. Es ist hierbei OK der Kurbelhalbmesser im verjüngten

Maßstab, O der Mittelpunkt des Kurbelkreises, $OD = r$ die Excentricität in ihrer, der Kurbelstellung im todten Punkte K entsprechenden Lage, um den Voreilungswinkel δ gegen die zur Schieberbewegungsrichtung KI senkrechte Gerade SS vorgekeilt. Sobald von der endlichen Länge der Excenterstange abgesehen und wieder der Schieberweg aus der Mittelstellung nach rechts positiv für den Kurbelwinkel ω mit ξ bezeichnet wird, so ist wie vorher

$$\xi = r \, . \, \sin(\omega + \delta)$$

und im Diagramm ist diese Länge durch die Sehne des Schieberkreises OM ausgedrückt, wobei der Winkel ω wieder im Diagramme im Sinne des Pfeiles 2 aufgetragen ist, während sich in Wirklichkeit die Kurbel im Sinne des Pfeiles 1 dreht. Es ist nämlich das Dreieck OMD ein solches im Halbkreise, also bei M rechtwinklig und sohin $OM = OD \, . \, \sin(\omega + \delta) = r \, . \, \sin(\omega + \delta)$. Die Canalöffnung ist wieder

$$E = \xi - e$$

und gleich MN wenn $ON = OB = e$ der Radius des e-Kreises. Es ist ferner $BC = a$ die Canalweite und es stellen die durch B und C stark gezogenen Kreisbogen die Kanten des Dampfeinströmungscanals vor, dessen Eröffnung entsprechend der Kurbeldrehung im Sinne des Pfeiles 2 durch die Schraffierung im Schieberkreise angezeichnet ist. In gleicher Weise ist mit dem links unten liegenden negativen Schieberkreis der Ausströmungscanal durch die durch B_1 und C_1 ($OB_1 = i$; $B_1 C_1 = a$) stark gezogenem Kreisbogen in Betracht gezogen und die Schraffierung stellt die Eröffnung für die Ausströmung

$$E = \xi - i$$

entsprechend der Weiterdrehung der Kurbel im Sinne des Pfeiles 2 dar.

Wegen $r = a + e$ wird wieder der Einströmungscanal bei der durch D gehenden Kurbelstellung eben vollständig geöffnet, der Ausströmungscanal hingegen einige Zeit offen gehalten, indem der Schieber seine Kante überschiebt.

Kommt nun allein die Kurbeldrehung im Diagramm im Sinne des Pfeiles 2 in Betracht, so steht die Kurbel bei I im todten Punkt und es ist $BA = v$ das lineare Voreilen. In der Kurbelstellung II, durch den Schnittpunkt des Schieber- und e-Kreises gezogen, ist das Ende der Dampfeinströmung und der Beginn der Expansion. In der Kurbelstellung III, durch den Schnittpunkt des Schieber- und i-Kreises gezogen, ist der Beginn der Vorausströmung. In der Kurbelstellung IV befindet sich die Kurbel im zweiten todten Punkt und es ist $B_1 A_1 = v_1$ das innere lineare Voreilen. In der Kurbelstellung V durch den Schnittpunkt des Schieber- mit dem i-Kreise gezogen, ist der Beginn der Compression und endlich in jener VI, durch den Schnittpunkt des Schieber- mit dem e-Kreise gezogen, der Beginn der Voreinströmung, womit wie im vorhergehenden ersten Beispiele die sechs Perioden der Dampfvertheilung festgestellt erscheinen. Die Größen e, v, r und δ hängen wieder durch das rechtwinklige Dreieck OAD zusammen und es ist wieder

$$r \, . \, \sin \delta = e + v.$$

Für den Kolbenhub s ist in Fig. 3, Taf. XXIV, unten die schematische Darstellung der Kolbenbewegung beigefügt, wobei die Kolbenstellungen entweder als Projection der Kurbelstellungen, wie hier geschehen, oder genau mittels des Müller'schen Kolbendiagramms eingetragen werden können. Es sind hieraus durch die Schraffierung wieder die sechs Perioden der Dampfvertheilung ersichtlich.

3. Beispiel. In Fig. 4, Taf. XXIV, ist das Zeuner'sche Schiebersteuerungsdiagramm für eine doppeltwirkende Pumpe mit einfacher Schiebersteuerung für das Füllungsverhältnis $\frac{s_1}{s} = 0.7$ dargestellt, für die nutzbare Kolbenfläche $O = 0{,}0254\,m^2$ und die Dimensionen $a = 16\,mm$; $b = 80\,mm$; $e = a = 16\,mm$; $r = e + a = 32\,mm$; $\delta = 34^0$; $i = \frac{1}{20} \cdot a = 0{,}8\,mm$.

Man erkennt im Vergleich zu Fig. 3, Taf. XXIV, die kleinere Füllung, den früheren Beginn der Vorausströmung und den früheren Beginn der Compression. Die Bezeichnungen in Fig. 4, Taf. XXIV, sind die gleichen, wie in Fig. 3, Taf. XXIV, übereinstimmend mit dem vorhergehenden 2. Beispiele.

Die von einem Injector gelieferte Wassermenge kann man nach Jenny setzen

$$Q = 35 \cdot d^2 \sqrt{p} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (320$$

wobei

Q die Maximale gelieferte Wassermenge in Liter pro Stunde,

p die Dampfspannung in Atmosphären Überdruck,

d der kleinste Durchmesser der Fangdüse in Millimeter.

Im Mittel kann man unter gewöhnlichen Umständen $^2/_3$ hiervon als wirklich gelieferte Wassermenge annehmen.

Die Lieferanten solcher Apparate geben die bezüglichen Zahlen in besonderen Tabellen an, welche auch die Druckhöhen enthalten, für welche die Injectoren zur Wasserhebung benützt werden können, wenn auch die Wasserhebung mittels der Dampfstrahlpumpe, des Wärmeverlustes wegen nicht ökonomisch vortheilhaft ist, während andererseits ihre Verwendung als Speisepumpe ganz zweckmäßig erscheint.

1. Beispiel. Wie groß ist die Wassermenge, welche ein Injector von $2\,mm$ Düsenweite bei $4\,at$ Dampfüberdruck zu liefern vermag?

Es ist

$$d = 2\,mm$$
$$p = 4\,at$$

somit nach Gl. (320

$$Q = 35 \cdot d^2 \sqrt{p} = 35 \cdot 4 \cdot 2 = 280\,l \text{ pro Stunde}$$

und normal

$$\frac{2}{3}\,Q = \frac{2}{3} \cdot 280 = 186{,}7 \backsim 190\,l \text{ pro Stunde.}$$

2. Beispiel. Wie groß muss die Düsenweite eines Injectors sein, wenn er normal bei $4\,at$ Überdruck $750\,l$ Wasser pro Stunde liefern soll?

Es ist

$$p = 4\ at$$
$$\frac{2}{3}\ Q = 750$$
$$Q = \frac{3}{2} \cdot 750 = 1125\,l \text{ pro Stunde}$$

und somit nach Gl. (320

$$Q = 35 \cdot d^2 \sqrt{p}$$
$$1125 = 35 \cdot d^2 \cdot \sqrt{4}$$
$$d^2 = \frac{1125}{35.2} = 16{,}07 \sim 16$$
$$d = \sqrt{16} = 4\,mm.$$

Der Pulsometer erhält in seinen Pumpenkammern solche Dimensionen, dass sich bei der angenommenen Anzahl der minutlichen Pulsationen die zu liefernde Wassermenge ergibt.

Bezeichnet

V des Volumen der aus einer Pumpenkammer bei einer Pulsation gelieferten Wassermenge in Cubikmetern, ca. 85 bis 90 % des Kammerinhaltes,

n die Anzahl der Pulsationen oder Füllungen jeder Pumpenkammer pro Minute,

Q die vom Pulsometer gelieferte Wassermenge in Cubikmeter pro Secunde,

so ist

$$Q = \frac{2nV}{60} = \frac{nV}{30} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \quad (321$$

Der lichte Durchmesser der Saug- und Druckrohrleitung wird so bestimmt, dass bei der Förderhöhe

$$H = 30\,m \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \quad (322$$

die Geschwindigkeit des Wassers im Saugrohre c_1 annähernd

$$c_1 = 1\,m \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \quad (323$$

und die Geschwindigkeit des Wassers im Druckrohre c_2 annähernd

$$c_2 = 1 \text{ bis } 1{,}5\,m \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \quad (323a$$

nicht übersteigt.

Bei geringerer Förderhöhe und gleichbleibender Dampfspannung kann von demselben Pulsometer infolge der erreichbaren grösseren Anzahl der Pulsationen eine entsprechend grössere Wassermenge geliefert werden.

Es wird sodann auch die Geschwindigkeit des Wassers im Saug- und Druckrohre grösser, und zwar kann man annehmen, dass die

Wassermenge Q' für die Abnahme der Förderhöhe von $H = 30\,m$ auf $H' = 10\ m$, annähernd $Q' = 1{,}5\ Q$ beträgt und somit wird auch die Geschwindigkeit des Wassers im Saugrohre c'_1 und jene im Druckrohre c'_2 im gleichen Verhältnisse größer, nämlich

$$c'_1 = 1{,}5\,c_1 = 1{,}5\,m$$
$$c'_2 = 1{,}5\,c_2 = 1{,}5 \text{ bis } 2{,}25\,m$$

Bei den Präcisionspulsometern System Haussmann*) von Teudloff & Dittrich in Wien sind die Rohrleitungen zumtheil noch etwas weiter gemacht.

Der lichte Querschnitt f des Dampfzuleitungsrohres kann im allgemeinen zu jenem f_1 des Saugrohres in ein passendes Verhältnis gestellt werden.

Die Ausführungen schwanken innerhalb der Grenzen

$$f = \frac{1}{9} f_1 \text{ bis } \frac{1}{25} f_1 \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad (324$$

und zwar ist bei den Hall'schen Pulsometern constant

$$f = \frac{1}{25} f_1$$

*) Nachstehende Tabelle enthält die näheren Angaben über diese Pulsometer. Die gelieferte Wassermenge ist unter Voraussetzung von 2 m Saughöhe und entsprechend hoher Dampfspannung angegeben.

Nummer des Pulsometers	Saugrohr	Druckrohr	Dampfrohr	bei 25 m Förderhöhe ungef. erforderliche Heizfläche des zugehörigen Dampfkessels	Totale Förderhöhe in Meter						
					5	10	20	30	40	50	60
	Lichter Durchmesser mm			m^2	Gelieferte Wassermenge in Liter pro Minute						
1	39	33	11	1,5	80	60	40	20	15	—	—
2	64	50	17	2	150	130	95	75	60	45	—
3	76	64	20	3	250	220	170	140	110	80	60
4	89	76	26	5	450	420	330	280	225	170	110
5	100	89	33	7	700	630	525	450	350	240	190
6	125	100	39	10	900	800	700	575	450	340	275
7	150	125	45	15	1200	1050	850	700	600	450	350
8	175	150	50	20	1700	1500	1200	1100	900	650	450
9	225	200	58	30	2800	2500	2150	1850	1550	1100	800
10	275	250	64	45	4800	4400	3500	3000	2300	1800	1200
11	350	300	76	60	7000	6000	5000	4500	3700	2800	1800
12	450	400	89	80	10000	8800	7400	6700	5300	4000	2800
13	600	500	100	120	15000	12800	10500	9200	7500	5500	4000

dagegen bei den anderen Pulsometern

$$f = \frac{1}{9} f_1 \text{ bis } \frac{1}{20} f_1$$

Die weitesten Grenzen für die zulässigen Förderhöhen werden von C. Teudloff & Th. Dittrich für die Pulsometer System Hausmann angegeben, und zwar

$$H = 5 \text{ bis } 60\, m$$

dagegen von Carl Eichler vormals C. Henry Hall und von B. & E. Körting für ihre Pulsometer

$$H = 5 \text{ bis } 30\, m.$$

1. Beispiel. Ein Pulsometer soll 15 m^3 Wasser pro Stunde oder 250 l pro Minute 30 m hoch fördern. Es sind die Hauptdimensionen desselben zu bestimmen.

Wählt man die Anzahl der minutlichen Pulsationen

$$n = 30$$

so ergibt sich aus Gl. (321 das Volumen der aus einer Pumpenkammer pro Pulsation gelieferten Wassermenge wegen

$$Q = \frac{15}{60.60} = \frac{1}{240} = 0{,}00417\, m^3 \text{ pro Secunde}$$

$$V = \frac{30 \cdot Q}{n} = \frac{30 \cdot}{30 \,.\, 240} = \frac{1}{240} = 0{,}00417\, m^3$$

oder in Liter ausgedrückt

$$V = \frac{1000}{240} = 4{,}17\, l.$$

Es ist sonach die pro 1 Pulsation gelieferte Wassermenge

$$2\, V = \frac{2}{240} = \frac{1}{120}\, m^3$$

oder in Liter ausgedrückt

$$2\, V = \frac{1000}{120} = 8^1/_3\, l$$

also ist der Inhalt einer Pumpenkammer, wenn V gleich 85 % davon angenommen wird

$$V_1 = \frac{1}{0{,}85} \cdot V = 1{,}18 \,.\, V = 1{,}18 \,.\, 4{,}17 = 4{,}92 \sim 5\, l$$

zu machen.

Wählt man ferner nach Gl. (323 und (323a die Geschwindigkeit des Wassers in der Rohrleitung

$$c_1 = 1\, m$$
$$c_2 = 1{,}5\, m$$

so ergibt sich der lichte Durchmesser D_1 des Saugrohres und jener D_2 des Druckrohres aus den Gl.

$$\left(\frac{\pi}{4} D_1^2\right) = \frac{Q}{c_1} = 0{,}00417\, m^2$$

$$\left(\frac{\pi}{4} D_2^2\right) = \frac{Q}{c_2} = \frac{0{,}00417}{1{,}5} = 0{,}00278\, m^2$$

$$D_1 = 0{,}073\,m = 73\,mm$$
$$D_2 = 0{,}060\,m = 60\,mm.$$

Endlich ergibt sich der lichte Durchmesser d des Dampfleitungsrohres, wenn man nach Gl. (324 nimmt

$$f = \frac{1}{16} f_1$$

$$d = \frac{1}{4} D_1 = \frac{1}{4} \,.\, 73 = 18{,}33 \backsim 20\,mm.$$

Nimmt man den ungünstigsten Fall an, dafs nämlich die Temperaturerhöhung $\tau = 0{,}2°$ C für 1 m Förderhöhe, also 6° C für 30 m Förderhöhe betrage, also das Wasser von 12° C auf 18° C erwärmt wird, und setzt die der Dampfspannung von 5 Atmosphären Überdruck entsprechende Gesammtwärme über Wasser von 0° C gleich 655 Calorien*), so ergibt sich die pro Stunde erforderliche Dampfmenge $\mathfrak{S}$ in Kilogramm annähernd aus der Gleichung

$$\mathfrak{S} = \frac{1000 \,.\, Q \,.\, \tau H}{655 - 18} = \frac{1000 \,.\, 15 \,.\, 0{,}2 \,.\, 30}{637} = 141{,}3\,kg.$$

Soll für diesen Pulsometer ein besonderer Dampfkessel aufgestellt werden, so ergibt sich dessen Heizfläche nach Gl. (287 für den vorstehend angenommenen ungünstigsten Fall der Temperaturerhöhung $\tau = 0{,}2°$ C

$$F = \frac{\mathfrak{S}}{20} = \frac{141{,}3}{20} = 7{,}06 \backsim 7\,m^2.$$

Wird jedoch infolge der rechtzeitigen raschen Umsteuerung durch das selbstthätige Dampfsteuerungsventil ein so geringer Dampfverbrauch erzielt, dafs die Temperaturerhöhung nur $\tau = 0{,}12°$ C für 1 m, also $t = 0{,}12 \,.\, 30 = 3{,}6°$ C für 30 m Förderhöhe beträgt und sind 12° und 15,6° C die Wassertemperaturen, so ergibt sich der stündliche Dampfverbrauch annähernd

$$\mathfrak{S} = \frac{1000 \,.\, Q\,\tau \,.\, H}{655 - 15{,}6} = \frac{1000 \,.\, 15 \,.\, 0{,}12 \,.\, 30}{639{,}4} = 84{,}5\,kg$$

und die erforderliche Kesselheizfläche

$$F = \frac{\mathfrak{S}}{20} = \frac{84{,}5}{20} = 4{,}225 \backsim 4{,}3\,m^2.$$

Die Centrifugalpumpen erhalten als vortheilhafteste Umfangsgeschwindigkeit am äußeren Durchmesser des Flügelrades v in Meter pro Secunde für $g = 9{,}81$ und die totale Förderhöhe H in Meter (wovon höchstens 4 m Saughöhe)

$$v = 1{,}5 \,.\, \sqrt{2gH} \quad \text{(325}$$

und die Geschwindigkeit des Wassers in den Röhren

$c_1 = 1{,}6\,m$ pro Secunde für $H \overline{\lesssim} 8\,m$ . . . . . . (326

$c_1 = 1{,}6$ bis $2{,}35\,m$ pro Secunde für $H = 8$ bis $15\,m$ (327

---

*) Nach der Fliegner'schen Dampfspannungstabelle. Siehe des Verfassers Leitfaden des Dampfbetriebes, 3. Auflage, S. 37.

Die Wassermenge Q in Kubikmeter pro Secunde beträgt für den Durchmesser D_1 des Saugrohres in Meter

$$Q = \frac{\pi}{4} \cdot D_1^2 c_1 \qquad (328$$

Wird der Wirkungsgrad wieder mit η bezeichnet, so ist der zum Betrieb der Centrifugalpumpe erforderliche absolute Arbeitsaufwand in Pferdestärken

$$N_a = \frac{1}{\eta} \cdot \frac{\gamma \cdot Q \cdot H}{75} \qquad (329$$

wobei

$$\eta = 0{,}50 \text{ bis } 0{,}70 \qquad (330$$

und im allgemeinen der Wirkungsgrad desto geringer wird, je größer die totale Förderhöhe.

Auch eine Vergrößerung der Saughöhe ergibt im allgemeinen eine Herabminderung des Wirkungsgrades.

Das Anwendungsgebiet der Centrifugalpumpen reicht deshalb zweckmäßiger Weise höchstens bis 15 m totale Förderhöhe, weil darüber hinaus v zu groß und η zu klein ausfällt.

Ferner kann man nehmen

den inneren Durchmesser des Flügelrades . . .	$= D_1$	(331
den äußeren Durchmesser des Flügelrades D .	$= 2{,}5\, D_1$	
die innere Radweite	$= 0{,}25\, D_1$	
die äußere Radweite	$= 0{,}1\, D_1$	
die Anzahl der Schaufeln	$= 5$ bis 12	

1. Beispiel. Eine vorliegende Centrifugalpumpe, welche Wasser auf die totale Förderhöhe $H = 10\,m$ fördern soll, hat folgende Dimensionen:

$$D_1 = 160\,mm$$
$$D = 400\,mm.$$

Wie viel Umdrehungen soll das Flügelrad pro Minute machen und wie viel Wasser wird die Pumpe in Kubikmeter pro Stunde liefern?

Nach Gl. (325 ist die Umfangsgeschwindigkeit des Flügelrades

$$v = 1{,}5\sqrt{2\ g\ H} = 1{,}5\sqrt{2 \,.\, 9{,}81 \,.\, 10} = 21\ m \text{ pro Secunde}$$

und somit die Umdrehungszahl desselben pro Minute

$$n = \frac{60 \,.\, v}{D \,.\, \pi} = \frac{60 \,.\, 21}{0{,}4 \,.\, \pi} = 1000.$$

Die Geschwindigkeit des Wassers in den Röhren werde nach Gl. (327 angenommen

$$c_1 = 1{,}75\ m \text{ pro Secunde,}$$

dann wird die Wassermenge nach Gl. (328 in Kubikmeter pro Secunde

$$Q = \frac{\pi}{4} . D^2_1 \, c_1 = \frac{\pi}{4} . 0,16^2 . 1,75 = 0,035 \; m^3$$

und pro Stunde

$$Q = 60 . 60 . 0,035 = 126 \; m^3.$$

2. Beispiel. Wie viel Pferdestärken erfordert die Centrifugalpumpe des vorhergehenden 1. Beispieles zu ihrem Betrieb?

Es ist nach Gl. (329 der erforderliche absolute Effect

$$N_a = \frac{1}{\eta} . \frac{\gamma . Q . H}{75}$$

und wenn man schätzt

$$\eta = 0,60$$

$$N_a = \frac{1}{0,60} . \frac{1000 . 0,035 . 10}{75} = 7,78 \sim 8 \; PS.$$

Die Luftpumpen der Condensationsdampfmaschinen werden erfahrungsgemäß nach dem Volumen des Dampfcylinders V_1 dimensioniert und kann man das vom Pumpenkolben pro Hub durchlaufene Volumen V_2 setzen für einfachwirkende Luftpumpen

$$V_2 = \frac{1}{4} V_1 \text{ bis } \frac{1}{5} V_1 \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (332$$

für doppeltwirkende Luftpumpen

$$V_2 = \frac{1}{8} V_1 \text{ bis } \frac{1}{10} V_1 \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (333$$

Der Condensationsraum erhält ein größeres Volumen V_3 und kann man nehmen

$$V_3 \gtreqless 2 \; V_2 \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (334$$

Die mittlere Kolbengeschwindigkeit der Luftpumpe im allgemeinen soll 1 bis 1,5 *m* pro Secunde nicht überschreiten und das Zuflussrohr für das Einspritzwasser so großen Querschnitt erhalten, dass die Geschwindigkeit des Wassers in demselben höchstens 1,2 *m* pro Secunde beträgt. Die Ausflussgeschwindigkeit des Einspritzwassers kann 5 bis 7 *m* pro Secunde angenommen werden.

1. Beispiel. Eine horizontale Condensations-Dampfmaschine von 450 *mm* Kolbendurchmesser und 900 *mm* Kolbenhub erhält einen Condensator nach Fig. 3 bis 10, Taf. XXI, und Fig. 1 bis 8, Taf. XXII, mit horizontaler doppeltwirkender Luftpumpe, betrieben von der verlängerten Kolbenstange des Dampfkolbens. (Luftpumpe hinter dem Cylinder über dem Fundament).

Es sind die Dimensionen der Luftpumpe zu bestimmen.

Es ist für den Dampfkolben

$D = 450 \; mm$ = Kolbendurchmesser

$s = 900 \; mm$ = Kolbenhub

ferner für den Pumpenkolben

$$D_1 = \quad ? \quad = \text{Kolbendurchmesser}$$

$$s_1 = 900\,mm = \text{Kolbenhub}$$

somit nach Gl. (333 für den größeren Wert

$$\frac{\pi}{4} D_1^2 \,.\, s_1 = \frac{1}{8} \,.\, \frac{\pi}{4} D^2 \,.\, s$$

$$D_1^2 \,. = \frac{1}{8} D^2$$

$$D_1 = \frac{D}{\sqrt{8}} = \frac{450}{2{,}83} = 159 \backsim 160\,mm.$$

2. Beispiel. Eine horizontale Condensations-Dampfmaschine erhält einen im Fundament liegenden Condensator mit Hebelantrieb für die einfachwirkende Luftpumpe nach Fig. 1 bis 6, Taf. XXIII. Die Dampfmaschine hat $D = 480$ mm Kolbendurchmesser und $s = 950$ mm Kolbenhub; die Luftpumpe erhält, vermöge der Hebelübersetzung, den Kolbenhub $s_1 = 300\,mm$. Wie groß soll der Kolbendurchmesser D_1 der Luftpumpe sein?

Es ist nach Gl. (232 für den größeren Wert

$$V_2 = \frac{1}{4} V_1$$

$$\frac{\pi}{4} D_1^2 \,.\, s_1 = \frac{1}{4} \,.\, \frac{\pi}{4} D^2 \,.\, s$$

$$D_1^2 \,.\, 300 = \frac{1}{4} \,.\, 480^2 \,.\, 950$$

$$D_1 = 480 \,.\, \sqrt{\frac{950}{4\,.\,300}} = 427{,}2 \backsim 450\ mm.$$

4. Herstellung der Pumpen. Der Pumpencylinder wird gewöhnlich aus Gusseisen und nur bei kleinen Pumpen aus Rothguss oder Messing hergestellt in manchen Fällen wird der gusseiserne Cylinder innen mit einem Messingfutter versehen. Die Modelle werden wie gewöhnlich im Schwindmaß ausgeführt, mit Zugabe für die Bearbeitung an den betreffenden Stellen. Bei ausgebohrtem Pumpencylinder muss in der ganzen Länge der Bohrung zum Bearbeiten zugegeben werden, bei nicht ausgebohrtem dagegen nur im Stopfbüchsenhalse. Das Anreißen der Theile zur Bearbeitung mit Hilfe der entsprechenden Werkzeuge am Anreißtisch geht, wie immer, der Bearbeitung durch Werkzeugmaschinen voraus.

Das Ausbohren des Pumpencylinders und des Dampfcylinders bei Dampfpumpen erfolgt entweder auf der Egalisierdrehbank mit achsial unverschiebbarer Bohrstange und auf dem Schlitten aufgespanntem Cylinder, oder auf der Horizontalbohrmaschine in gleicher Weise, oder bei auf der Bohrplatte festgeschraubtem Cylinder und achsial gesteuerter Bohrspindel. Nur sehr große Cylinder erfordern die Anwendung einer

Cylinderbohrmaschine mit auf der Bohrspindel achsial durch Schraube und Mutter gesteuertem Messerkopf.

Bei Wilsons Patent-Dampfpumpe (Fig. 67, Text) erfolgt das Ausbohren der beiden mit dem Bett in einem Stück gegossenen Cylinder bei einmaligem Aufspannen mittels durch beide Cylinder hindurch gehender Bohrstange und ist deshalb der Pumpencylinder auch unten offen gegossen und bei der Montierung mit einem Deckel verschraubt. In letzterem Falle ist die richtige gegenseitige Lage beider Cylinder derart, dass die Cylinderachsen in eine einzige gerade Linie zusammenfallen, schon durch die Bohrarbeit bedingt; bei besonders hergestellten Cylindern muss dieser Bedingung durch die Montierung entsprochen werden und bedient man sich zur Feststellung der gemeinschaftlichen Achse einer, durch feine centrale Bohrungen der in die Cylinder an den Enden der Bohrung eingeschlagenen Mittelbleche straff gespannten dünnen Schnur. Eine gelbe Seidenschnur ist hierzu ganz besonders geeignet. Der Schieberspiegel am Dampfcylinder und der Schieber werden, die einfache Schiebersteuerung vorausgesetzt, nach dem Anreißen gehobelt und sodann vom Schlosser von Hand mittels Feile und Schaber vollendet. Zum Auffinden der mittels des Schabers abzuarbeitenden kleinen Erhöhungen dienen die Richtplatten und die Flächen sind correct hergestellt, sobald die ganz dünn mit Minium bestrichene Richtplatte an möglichst vielen Punkten berührt; alles nachfolgende, der Verzierung wegen namentlich bei außen sichtbaren bearbeiteten Flächen übliche Mustern kann für die Genauigkeit der Arbeit nur abträglich sein.

Das Aufschleifen des Schiebers mit feinem Schmirgel ist verwerflich, indem der sich in den feinen Poren festsetzende Schmirgel später raschen Verschleiß des Schieberspiegel zur Folge hat.

Um die Schrauben und Muttern gegen das Abdrücken ihrer Kanten widerstandsfähiger zu machen, werden selbe gewöhnlich aus Schmiedeisen hergestellt und im Einsatz gehärtet. Auch die kleineren Drehbolzen und Stifte werden in gleicher Weise behandelt und erstere nach Erfordernis im gehärteten Zustande rund geschliffen, zu welchem Zwecke entweder Schleifvorrichtungen auf gewöhnlichen Drehbänken oder auch besondere Schleifapparate in Anwendung kommen. Das Einschleifen der Ventile erfolgt am besten mit fein gestoßenem Glaspulver oder Staubschmirgel.

Bei tief im Ventilgehäuse liegenden Ventilkegeln wird gewöhnlich in den am Ventilkegel vorhandenen, als Anschlag dienenden Ansatz ein Loch

gebohrt und in dieses ein Muttergewinde geschnitten, zum zeitweiligen Einschrauben eines Stiftes mittels welches das Ventil beim Einschleifen gedreht und auch von seinem Sitze herausgehoben wird.

Die viereckigen Köpfe der Deckelschrauben sitzen einseitig an den Bolzen um möglichst kurze Flanschen zu erhalten und an den Cylinder- und Deckelflanschen werden Pafsleisten von 1,5 bis 2 *mm* Höhe angebracht. Stiftschrauben oder Stockschrauben sollen nur dort angewendet werden, wo Schraubenköpfe nicht Platz finden können, also dort wo Canalwandungen an die Flanschen anschließen oder bei der Stopfbüchsenflansche um die Schrauben dem Stopfbüchsenmittel möglichst nahe zu bringen. Stiftschrauben oder Stockschrauben werden gewöhnlich mittels Mutter und Gegenmutter eingeschraubt und so angezogen, dafs der glatte Bolzen an die Flanschenfläche zur festen Anlage kommt, wie in Fig. 5, Tafel XXII, gezeichnet.

Die gewöhnlich bei Dampfpumpen von solchen Dimensionen wie sie hier in Betracht stehen, angewendeten Dampfkolben sind solche mit selbstspannenden gufseisernen Dichtungsringen und letztere bleiben innen roh und werden außen nach dem Schlitzen und Zusammenspannen auf den richtigen Durchmesser abgedreht oder sie werden auch innen ausgedreht und gehämmert, um Spannung zu erhalten. Auch die selbstspannenden metallenen Dichtungsringe der Luftpumpen werden innen gehämmert, falls sie nicht des speciellen Profiles wegen auch innen ausgedreht oder auch roh belassen werden.

Die Wasserrohrleitungen werden gewöhnlich aus Gufseisen und nur bei geringem Durchmesser aus Schmiedeisen (gezogene sogenannte Wasser- oder Gasrohre) oder Kupfer hergestellt.

Die Dampfrohrleitungen werden entweder aus Gufseisen oder Schmiedeisen (gezogene Rohre) zumeist aber aus Kupfer (gelöthete Rohre) hergestellt.

Bei Dampfrohrleitungen und überhaupt bei langen Rohrleitungen müssen Compensationsvorrichtungen angebracht werden, um die Ausdehnung und Zusammenziehung zu gestatten. Als solche dient zumeist ein kupfernes schlangenförmig gebogenes Rohr bei dem Dampfrohre und eine Stopfbüchsenverbindung statt einer Flanschenverbindung bei Wasserrohrleitungen.

Kupferrohre werden für die Dampfleitung häufig deshalb bevorzugt, weil sie sich nachträglich (mit Colophonium ausgegossen) leicht biegen und sohin bestimmter Richtung anschließen lassen.

Bei der Montierung auf Stein wird die Fundamentalplatte, nachdem sie mit Hilfe der Wasserwage richtig eingestellt ist, mit Cement untergossen.

5. **Anforderungen des Betriebes der Kolbenpumpen.** Zum Anlassen der Pumpe ist ein Lufthahn am Pumpencylinder oder am Ventilgehäuse zwischen dem Saug- und Druckventil anzubringen. Beim Einwärtsgang des Kolbens wird der Hahn geöffnet, um der Luft den Austritt zu gestatten und beim Auswärtsgang des Kolbens geschlossen, um das Ansaugen des Wassers zu bewirken. Dieses Spiel wird tempomäßig fortgesetzt, bis beim Hahn Wasser herausspritzt, was als Zeichen für den richtigen Gang der Pumpe gilt. Bei langer Saugrohrleitung, wie z. B. wenn das Wasser aus einer tief liegenden Cysterne angesaugt wird, ist am Ende des Saugrohres ein selbstthätiges Ventil anzubringen, um den Wasserabfluss zu verhindern.

Die Abstellung der Pumpe nach hinreichender Wasserlieferung*) kann erfolgen:

1. durch Öffnen des Lufthahnes am Pumpencylinder oder Ventilgehäuse;
2. durch ein dünnes Verbindungsrohr zwischen dem Raum unter und über dem Saugventil und einen eingeschalteten Hahn; sobald dieser geöffnet ist, fließt das angesaugte Wasser ab;
3. durch Ausheben des Saugventiles mittels eines kleinen, durch Stopfbüchse abgedichteten Excenters oder mittels eines durch

*) Die Messung der von einer Pumpe gelieferten Wassermenge kann in verschiedener Weise erfolgen, am bequemsten durch einen in die Druckrohrleitung eingeschalteten Wassermesser mit Zählwerk und Zifferblatt, mit einem mittleren Fehler von 2 bis 4%; am genauesten durch Anwendung eines geaichten Reservoirs und genaue Messung der jeweiligen Wasserstandshöhe mittels eines Apparates, — wie er von Gebrüder Decker & Co. in Cannstatt zu den im August 1880 im großen Maßstabe ausgeführten Versuchen zur Ermittlung der Wasserverdampfung und des Dampfverbrauches der Kessel- und Maschinenanlagen in der Spinnerei von Josef Riebel in Wurzelsdorf (Böhmen), bei welchen der Verfasser als Sachverständiger fungierte, und über welche derselbe einen ausführlichen Bericht in der „Zeitschrift der Dampfkesseluntersuchungs- und Versicherungs-Gesellschaft a. G." in Wien, Jhrg. 1881, Nr. 5, veröffentlichte, geliefert wurde, — welcher durch eine Schraubenspindel mit 2 *mm* Ganghöhe und Räderübersetzung die Ablesung auf Zehntel Millimeter genau auszuführen gestattet; endlich annähernd durch Beobachtung der Hubzahl der Pumpe mittels eines Hubzählers oder der Umdrehungszahl der Pumpenantriebwelle mittels eines Tourenzählers und darauf gegründete Berechnung nach den bei der Dimensionsbestimmung Seite 226 angegebenen Gleichungen.

Hebel bewegten, durch das Saugrohr emporreichenden verticalen Stängelchens bei kurzem Saugrohr; *)

4. durch Abkupplung des Pumpenkolbens, indem der Keil, welcher die Kolbenstange mit dem zugehörigen Mitnehmer oder Kreuzkopf verbindet, herausgezogen wird;
5. durch Abstellung des Pumpenantriebes, so z. B. durch Verschiebung des Riemens von der festen auf die lose Riemenscheibe bei Speisepumpen mit Riemenantrieb, oder durch Schließung des Dampfeinlassventiles bei Dampfpumpen.

Da die Speisepumpe stets größere Dimensionen aufweist, als bei ununterbrochenem Gange zur Bedienung des zugehörigen Dampfkessels erforderlich ist, so muss hierbei eine Regulierung bezüglich der dem Dampfkessel zuzuführenden Wassermenge vorgenommen werden und diese kann erfolgen:

1. durch zeitweilige vollständige Abstellung der Pumpe;
2. durch Verstellung eines Hahnes im Saugrohr, wodurch die angesaugte Wassermenge geändert wird;
3. durch Verstellung eines Hahnes im Druckrohr, vor welchem ein wie ein Sicherheitsventil eines Dampfkessels eingerichtetes, mit Ablaufsrohr versehenes Überlaufsventil eingeschaltet ist, durch welches das von der Pumpe zuviel gelieferte Wasser abfließt;
4. durch Hubveränderung mittels verstellbarem Kurbelzapfen, veränderlicher Excentricität des Antriebexcenters oder mittels Coulissenhebel und Gleitbacken;
5. durch Veränderung der Hubzahl mittels der Stellung des Einlassventiles bei Dampfpumpen.

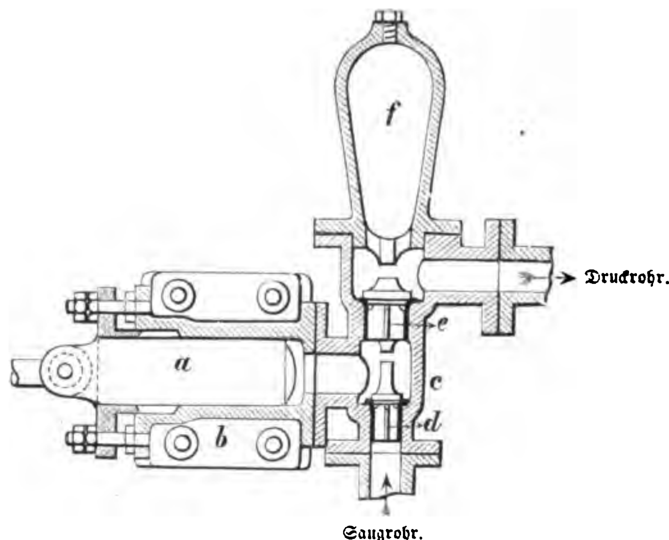
Continuierliche Speisung, mit mehr oder weniger Wasserlieferung je nach Bedarf, entsprechend der Wasserverdampfung im Dampfkessel, ist der unterbrochenen Speisung mit zeitweiliger vollständiger Abstellung der

---

*) Bei Presspumpen mit mehreren Kolben ist die Einrichtung so getroffen, dass zuerst alle Kolben arbeiten und bei gesteigertem Drucke einer nach dem anderen von Hand oder selbstthätig abgestellt wird und zuletzt nur mehr einer, der kleinste, in Thätigkeit bleibt, bis der Druck vollends die maximale Höhe erreicht hat. Die selbstthätige Abstellung der einzelnen Saugventile erfolgt durch kleine, mit Leder gedichtete Ventilkolben und wie bei Sicherheitsventilen belastete Hebel. Durch die bei erreichter Druckgrenze eintretende Hebelbewegung wird mittels eines auf dem Hebel aufruhenden und im Saugrohre emporragenden eisernen Stängelchens das Saugventil aufgehoben, wonach die Pumpe leer läuft.

Speisepumpe vorzuziehen, weil hierdurch einerseits der Wasserstand im Kessel thunlichst in dem gleichen Niveau erhalten werden kann und der Kessel stets mit lufthältigem Wasser versehen ist, wodurch in wirksamer Weise der gefährliche Siedeverzug oder das explosive Sieden hintangehalten wird.

Für die gehörige Wirksamkeit der Pumpe ist zu beachten, dass wie in Fig. 105, Text, zu ersehen, die Ventilsitze tiefer liegen als die zugehörigen seitlichen Canäle. Ist der Pumpenkolben ganz eingeschoben, wie in Fig. 105, Text, gezeichnet und beginnt er eben seinen Rücklauf, so soll das Wasser aus dem Druckrohr unter dem zufallenden Druckventil nicht



a Pumpenkolben. *b* Pumpencylinder. *c* Ventilgehäuse. *d* Saugventil. *e* Druckventil. *f* Windkessel.

Fig. 105. Horizontale Speisepumpe.

vorlaufen können, sondern gezwungen sein, auf dasselbe zu reagieren und es sohin zum raschen Schluss zu beschleunigen und den Wasserrücklauf beim Hubwechsel möglichst zu verringern. Dasselbe gilt vom Saugventil beim Hubwechsel am zweiten Hubende des Kolbens. Aus demselben Grunde ist auch die richtige Hubhöhe einzuhalten und durch entsprechend lange Anschläge zu begrenzen, deren einen in Fig. 105, Text, das Druckventil unten angegossen trägt, und deren zweiter in derselben Figur mit dem Windkessel durch ein Rippenkreuz zusammengegossen ist, übrigens auch getrennt vom Windkessel durch das Rippenkreuz mit einem zwischen den

Windkessel und das Ventilgehäuse eingepassten Ring, zusammengegossen sein kann. Der Ventilhub soll nicht zu groß sein, damit die Ventile rasch schließen. Des raschen Schließens wegen sind auch insbesondere als Saugventile schwerere Ventile leichteren vorzuziehen und werden bei großer Hubzahl oft noch Spiralfedern über den Ventilkegeln angebracht, welche diese auf ihre Sitze niederzudrücken bestrebt sind. Durch rasches Schließen der Ventile beim Hubwechsel wird einerseits die Leistungsfähigkeit der Pumpen gesteigert, andererseits werden insbesondere durch rasches Schließen der Saugventile die mitunter ganz fürchterlichen Wasserstöße vermindert. Von der Dichtheit der Ventile überzeugt man sich am besten durch Aufgießen von Wasser auf dieselben bei geöffnetem Ventilgehäuse.

Der zwischen dem ganz eingeschobenen Kolben und den beiden Ventilen eingeschlossene Raum heißt der schädliche Raum. Derselbe soll zur Erzielung rascher Leistungsfähigkeit möglichst klein sein.

Für die zur Dichtung in den Stopfbüchsen gewöhnlich angewendete Hanfpackung sollen die Hanfzöpfe nicht zu fest, sondern elastisch geflochten sein und auch das Einlegen derselben soll nicht zu stramm erfolgen, so dass ein elastischer Schluss derselben bei leicht angezogenen Stopfbüchsenschrauben erzielt wird.

Hinsichtlich der Luftpumpen ist zu beachten, dass alle Theile derselben und des Condensationsraumes luftdicht nach außen abgeschlossen sein müssen, weil durch undichte Flanschen oder Stopfbüchsen Luft eindringt und das Vacuum verschlechtert.

VII. Die Pressen.

1. Zweck und Arten der Pressen. Wenn es sich darum handelt, schwere Gegenstände mit geringem Kraftaufwande zu heben, oder Gegenstände behufs Formänderung unter hohem Druck zu comprimieren, so verwendet man hiezu Schrauben- oder Spindelpressen und hydraulische Pressen.*)

*) Für specielle Fabricationszweige mit geringerer Anforderung hinsichtlich der Druckhöhe kommen als Pressen gewöhnlich Spindelpressen mit großer Steigung des Spindelgewindes (doppeltes, dreifaches Gewinde) mit Hand- oder Transmissionsbetrieb, Excenterpressen mit Transmissionsbetrieb oder Hebelpressen mit Handbetrieb oder endlich mit hydraulischem Druck durch Accumulatoren (Nietpressen) zur Anwendung, wobei die Pressung, dem jeweilig angewendeten Übersetzungsmechanismus entsprechend, verhältnismäßig rasch erfolgt.

Schraubenpressen der einfachsten Art sind die in Fig. 106, Text, dargestellte einfache Schraubenpresse und jene mit Schneckenantrieb in Fig. 107, Text, welche von der Meadow Foundry Company in Mansfield (Nottinghamshire, England) als Tabakpressen geliefert werden.*) In beiden Fällen wird die Schraubenspindel mittels des auf derselben befestigten Handrades rasch angestellt. Bei ersterer wird der verstärkte Druck durch einen in den Spindelkopf gesteckten Hebel, bei letzterer durch ein zweites seitlich angebrachtes Handrad und Schneckenantrieb ausgeübt.

Zur Erzielung hoher Drücke wird die Schraubenpresse mit Räderübersetzung ausgeführt, wie in Fig. 1 bis 7, Taf. XXV, dargestellt, oder es wird die Pressung durch Kniehebel ausgeübt, deren Bewegung durch eine Schraubenspindel mit rechtem und linkem Gewinde erfolgt, wie bei den in Fig. 108 und 109, Text, dargestellten combinierten Schrauben-Kniehebel-Pressen, genannt Boomer & Boschert-Pressen, welche von John H. Ladd & Cie. in London für Drücke von 15 bis 400 *t* als Ölpressen, Stearinpressen, Weinpressen 2c. ausgeführt werden.

Eine in neuerer Zeit vielfach in der gewerblichen Fabriks-Praxis zum Heben von Lasten angewendete hydraulische Presse ist Tangyes hydraulische Winde. (Fig. 110, Text.) Die in der Maschinenfabrication am häufigsten vorkommende hydraulische Presse ist die zum Aufpressen der Waggon- und Locomotiv-Räder auf ihre Achsen und zum Abziehen derselben, die sogenannte hydraulische Räderpresse (Fig. 111, 112, Text, und 5, 6, Taf. XXIV). Von den, anderen Zwecken dienenden hydraulischen Pressen ist eine der einfachsten die zur Appretur des Tuches in der Textilindustrie verwendete Tuchpresse (Fig. 1 bis 7, Taf. XXVI). Ähnliche Pressen dienen dazu, die Ware in ein kleineres Volumen zu bringen.

2. Haupttheile der Pressen. Eine Schraubenpresse besteht aus dem Pressengestelle und der durch die Schraubenspindel bewegten Druckplatte. Das Pressengestelle ist gewöhnlich wie in Fig. 106 bis 109, Text aus dem gusseisernen Fundamentrahmen (Bodenplatte), dem ebenfalls gusseisernen Kopfstück (Kopfplatte) und den dieselben verbindenden vier schmiedeisernen Säulen oder Zugstangen gebildet. An diese Theile gliedern

*) Diese Schraubenpressen werden in zwei Größen ausgeführt, und zwar mit einer Größe der Bodenplatte von 915 × 865 *mm* und 1200 × 840 *mm*. Der Durchmesser der schmiedeisernen Schraubenspindel beträgt 90 bis 100 *mm*.

sich dann die zur Spindeldrehung dienenden Antriebstheile so z. B. in Fig. 109, Text, der Riemenantrieb und in Fig. 1 bis 7, Taf. XXV, der Antrieb durch Handrad und Räderübersetzung. Für die aus Schmiedeisen oder noch besser aus Bessemerstahl hergestellte, mit flachem Gewinde versehene Schraubenspindel befindet sich das Muttergewinde in einer gewöhnlich aus Metall (Rothguss, Bronce) hergestellten, in das Kopfstück eingepassten, von unten eingeschobenen Büchse, welche sich mit einer entsprechend starken Flansche gegen die angefräste Anlagfläche des Kopf-

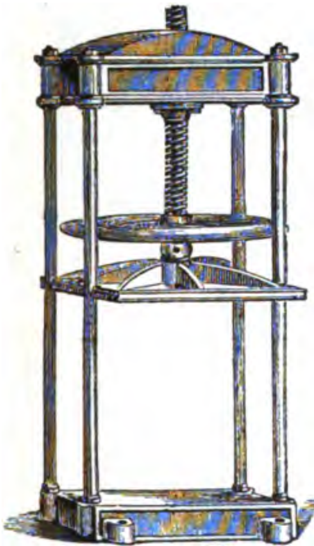


Fig. 106. Einfache Schraubenpresse.

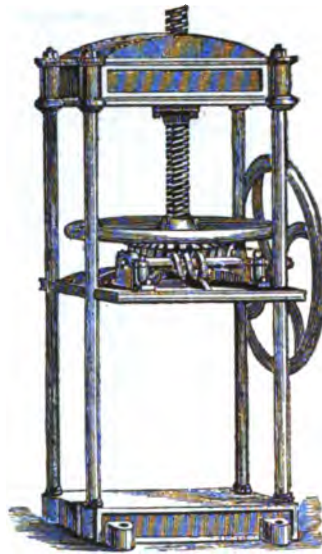


Fig. 107. Schraubenpresse mit Schneckenantrieb.

stückes anlegt und mittels durch die Flansche hindurchgehende Schrauben mit dem Kopfstück verbunden ist. Die bezügliche Detailconstruction ist in Fig. 1, Taf. XXV, zu ersehen.

Bei der Boomer & Boschert-Presse, Fig. 108 und 109, Text, sind die Muttern für die mit rechtem und linkem Gewinde versehene Spindel in den Gelenken der Kniehebel angebracht und mit den Hebelarmen durch Charnierbolzen verbunden. Die anderen Enden der Hebelarme sind einerseits mit dem Kopfstück und andererseits mit der

Druckplatte ebenfalls durch Charnierbolzen verbunden. Die Druckplatte hat in ihrer Mitte ein nach aufwärtsstehendes prismatisches Führungsstück, welches durch das Kopfstück hindurch geht und in demselben gerade geführt ist. Überdies ist die Kopfplatte selbst noch an den 4 Säulen geführt. Die Schraubenspindel ändert während des Pressens ihre Höhen-

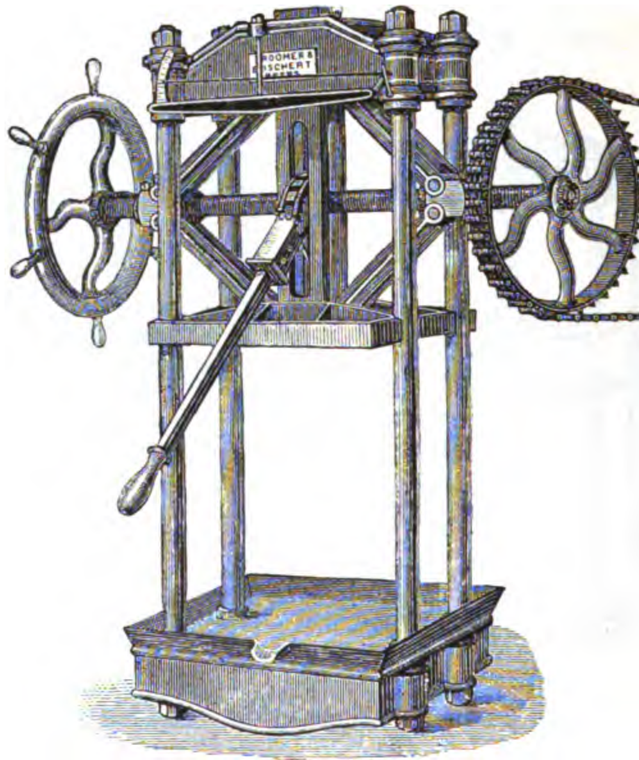


Fig. 108. Combinierte Schrauben-Kniehebel-Presse, genannt Boomer & Boschert-Presse.

lage. Deshalb ist bei der Presse mit Riemenantrieb Fig. 109, Text, zwischen dem auf der Antriebwelle festgekeilten Getriebe und dem auf der Spindel festgekeilten Stirnrad noch ein Zwischenrad vorhanden, dessen Achse in zwei Armgelenken gelagert ist, welche den stetigen Eingriff des Zwischenrades in das Getriebe und Stirnrad in jeder Höhenlage

der Schraubenspindel sichern. Für schnellen Aufwärts- und langsamen Abwärtsgang sind zwei Paar Riemenscheiben fest und lose von verschiedenem Durchmesser auf der Antriebwelle angebracht.

Bei der Presse in Fig. 108, Text, ist links ein Handschwungrad für Handbetrieb, rechts ein Kettenrad für Kettenbetrieb und in der Mitte ein Sperrad auf der Schraubenspindel festgekeilt. In letzteres greift der am Ratschenhebel angebrachte Sperrkegel ein, um an der Spindel gegen Ende der Pressung mit großer Hebelübersetzung zu wirken. Am Kopfstück dieser Presse ist eine Vorrichtung (Manometer genannt) angebracht, welche durch Übertragung der Durchbiegung des Kopfstückes vermittels doppelter Hebelübersetzung auf einen langen Zeiger an einer Scala den jeweilig vorhandenen Druck ablesen läßt.

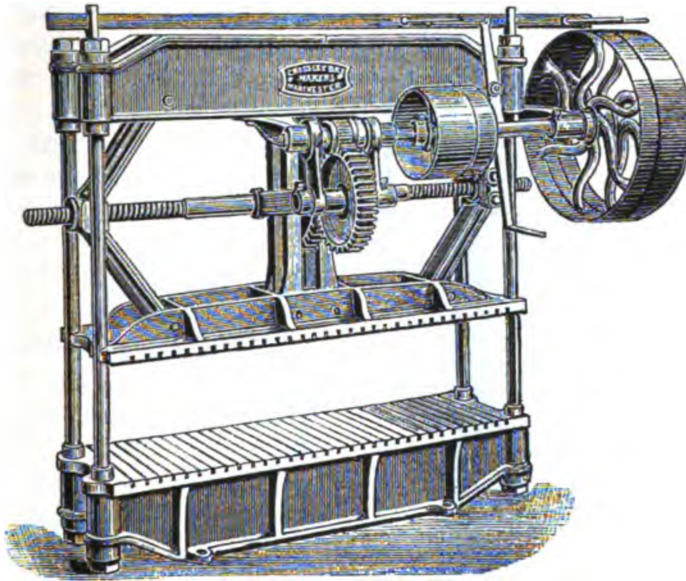


Fig. 109. Boomer & Boschert-Presse mit Riemenantrieb.

Eine hydraulische Presse besitzt als Grundbestandtheile den Preßcylinder und den Preßkolben. Mit dem Preßcylinder ist durch das Preßrohr die Preßpumpe in Verbindung. Übrige Theile werden nach Bedarf angeschlossen.

Bei Tangyes hydraulischer Winde (Fig. 110, Text) ist die Presspumpe im Kopfe des über den Presskolben geschobenen Presscylinders angebracht. Durch Einpumpen des in den zum Behälter geformten Kopfstückes enthaltenen Vulcanöls in den Presscylinder wird die auf der

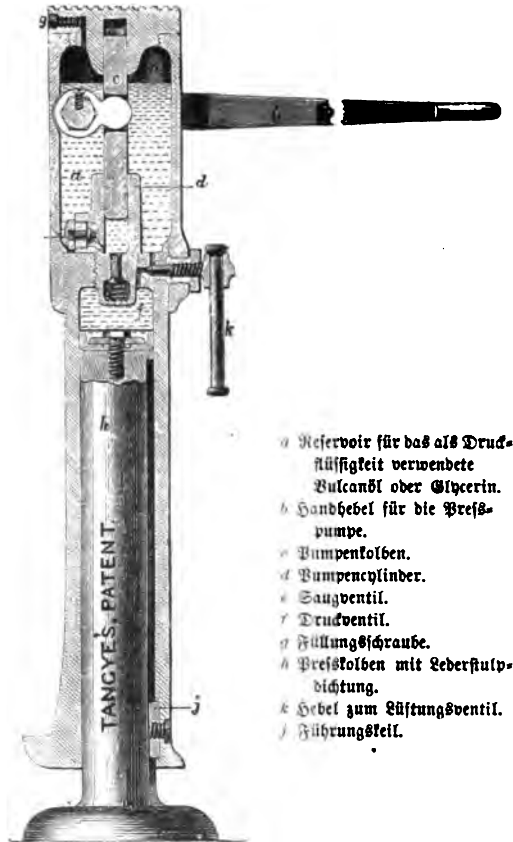


Fig. 110. Tangyes hydraulische Winde.

Krone desselben aufliegende Last gehoben. Beim Pumpen muss die Füllungsschraube geöffnet sein, damit der äußere Luftdruck das Öl durch das Saugventil drückt.

Diese Winde ist im Obertheile und Presscylinder aus Gussstahl, der Presskolben aber, welcher zugleich als Fuß dient, ist aus

Schmiedeisen hergestellt. Die Presspumpe sammt Ventilen und Kolben besteht aus Rothguss.*)

Bei der großen hydraulischen Räderpresse, Fig. 111, Text, deren Constructionsdetails die Fig. 5 bis 6, Taf. XXIV, zeigen, ist der Presscylinder mit dem rechtsseitigen Pressständer in einem Stück gegossen und die Presspumpe, deren Details insbesondere Fig. 6, Taf. XXIV, angibt, daran montiert mit Handhebel wie in Fig. 111, Text, gestrichelt angedeutet oder mit Riemenantrieb durch die oben am Ständer montierte Antriebwelle mit in vollen Linien gezeichneter Riemenscheibe. Für die Manipulation des Aufpressens der Räder ist der durch horizontal liegende Zugstangen mit dem Pressständer verbundene Gegenständer erforderlich und für die Manipulation des Abpressens der in Fig. 111, Text, gestrichelt gezeichnete Mittelständer. Zum Heben des Räderpaares mit seiner Achse bei kleinerem Raddurchmesser dient eine mit Laufrolle auf der oberen Zugstange fahrbare Schraubenwinde. Das Sicherheitsventil ist hier am Presscylinder angebracht und der Kolben ist so construiert, dass er auch durch Wasserdruck wieder zurückgezogen wird. Der vorn durch die mit Lederringen abdichtende Stopfbüchse hervortretende Kolben ist im Cylinder verstärkt und mit in Nuthen eingeschlagenen Lederstreifen zur Dichtung vorgerichtet.

Durch die entsprechende Einstellung des eigenartigen Absperrventiles, Sperrstock genannt, tritt das Wasser von der Pumpe entweder auf die eine oder die andere Seite der Kolbenverstärkung und es wird sohin der Kolben durch den Wasserdruck sowohl vorgeschoben als auch zurückgezogen.

Bei anderen Ausführungen erfolgt das Zurückführen des Kolbens mittels Zahnstange und der Kolben ist dann ohne Verstärkung ausgeführt.

Bei der in Fig. 112, Text, dargestellten kleineren hydraulischen Räderpresse ist der Presscylinder im Ständer vertical verschiebbar und durch Handrad und flachgängige Schraube (Schraubenwinde mit drehbarer Mutter) zum Heben und Senken eingerichtet und die Pumpe

---

*) Die Wirkung der hydraulischen Presse beruht auf dem von Bramah angegebenen Princip, welches mit Vernachlässigung der Reibungswiderstände und den Bezeichnungen: D = Durchmesser des Pumpenkolbens, D_1 = Durchmesser des Presskolbens, P = Druck auf den Pumpenkolben, P_1 = Druck auf den Presskolben, p = Wasserdruck pro Flächeneinheit, lautet:

$$P = \frac{\pi}{4} \cdot D^2 \cdot p; \; P_1 = \frac{\pi}{4} \cdot D_1^2 \cdot p; \; \frac{P_1}{P} = \left(\frac{D_1}{D}\right)^2.$$

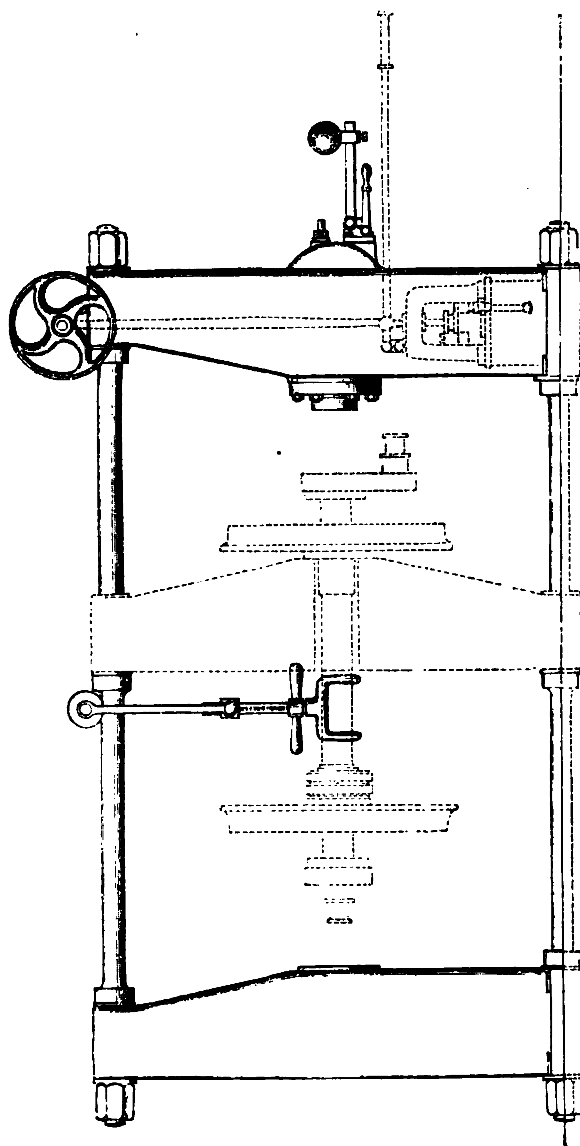


Fig. 111. Hydraulische Räderpresse, nach Ausführung der Chemnitzer Werkzeugmaschinenfabrik, vormals Joh. Zimmermann in Chemnitz.

rückwärts am Cylinder montiert. Die Einspannung der Räderpaare mittels im Cylinder eingelegter Zugstangen und aufgehängten Querstückes an Stelle des Mittel- und Gegenständers, ist gestrichelt gezeichnet.

Die Pumpe dieser beiden Pressen ist, wie in Fig. 6, Taf. XXIV, ersichtlich, mit zwei ineinander geschobenen Kolben versehen, welche beide verkuppelt wirken, so lange der Wasserdruck noch ein geringer ist, um Zeit zu gewinnen; bei entsprechend hoch gesteigertem Wasserdruck arbeitet nur der innere, dünnere Kolben.

Bei der in Fig. 1 bis 8, Taf. XXVI, dargestellten hydraulischen Tuchpresse ist der gußeiserne Preßcylinder in den Fundamentrahmen eingehängt und letzterer durch vier Säulen mit dem darüber liegenden Kopfstück verbunden. Auf dem hohlen gußeisernen Preßkolben liegt der Preßtisch. Der Fundamentrahmen ruht auf dem Fundament und dient der ganzen Presse als Basis. Die Abdichtung des Kolbens erfolgt durch eine Ledermanschette mit mehrtheiligem Tragring und darunter liegendem, ebenfalls mehrtheiligem, nach dem Tragring zur Raumausfüllung eingelegten Füllungsring (Fig. 4, Taf. XXVI). Dieses Detail mit dem Füllungsring ist für die Montierung bequemer als das sonst gewöhnliche Detail ohne solchen.

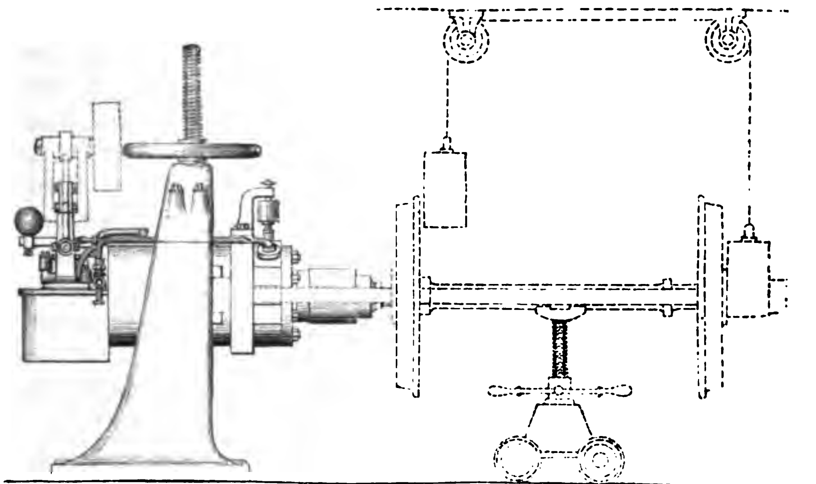


Fig. 112. Hydraulische Räderpresse, nach Ausführung der Chemnitzer Werkzeugmaschinenfabrik, vormals Joh. Zimmermann in Chemnitz.

Es ist zweckmäßig die Ledermanschette möglichst tief unten anzubringen, damit der über derselben befindliche zur Kolbenführung dienende ausgebohrte Theil des Cylinders, welcher nicht unter Wasserdruck steht, möglichst lang wird, um die Festigkeit des Cylinders in der Längenrichtung zu erhöhen.

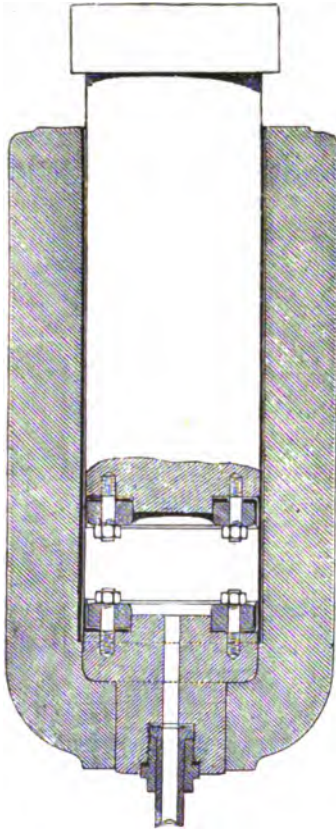


Fig. 113. Cylinder der hydraulischen Räderpresse von Wm. Sellers & Co. in Philadelphia.

Fig. 2, Taf. XXVI, zeigt das Detail des Rohranschlusses an den Preſscylinder mit hart aufgelöthetem Metallflanschenring. Kopfstück, Fundamentrahmen und Tischplatte sind durch Rippen versteift. Die Fig. 7 bis 9, Taf. XXIV, zeigen eine Preſspumpe (Handpumpe) in Verbindung mit der hydraulischen Presse in der Ansicht. Fig. 9 läſst die Details der Dichtung gegen die S-förmig gebogenen Anschluſsrohre erkennen, welche von den beiden Pumpencylindern nach dem T-Stücke führen, welches einerseits das Sicherheitsventil nach abwärts reichend enthält und andererseits an das zur Presse führende Preſsrohr sich anschlieſst.

Sellers füttert den guſseisernen Preſscylinder seiner hydraulischen Räderpresse mit einem dünnwandigen Kupfercylinder, wie in Fig. 113, Text,*) gezeichnet.

Von G. Sigl in Wien wurde eine hydraulische Ölpresse mit beiderseits offenem, durchaus ausgebohrtem Guſsstahlcylinder ausgeführt, welche mit warm aufgezogenem guſseisernem Bodenstück und oberem Armierungsstück zum Säulenanschluſs versehen, für 500 *at* Wasserdruck zur Anwendung

*) Nach dem Bericht über die Weltausstellung in Philadelphia 1876, von Franz Wencelides: „Hilfsmaschinen und Werkzeuge zur Eisen- und Metallbearbeitung“.

kam. Hierbei betrug der Durchmesser des Presskolbens 400 *mm*; die Wandstärke des Presscylinders 80 *mm*; die ganze Länge des glatten Cylinders 880 *mm* und der totale Druck auf das Presspacket (Ölkuchen) 560.000 *kg*.

Von C. Dengg & Comp., Maschinenfabrik in Wien, wurde neuestens eine hydraulische Presse zur Fertigstellung des Schiesspulvers für große

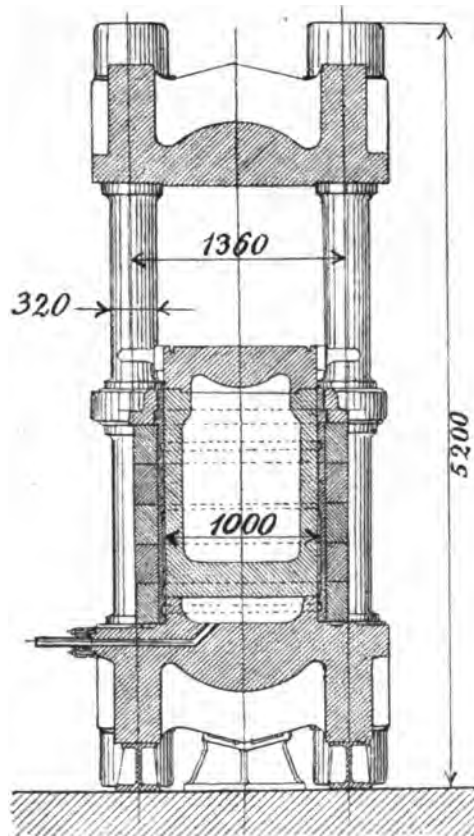


Fig. 114. Hydraulische Pulverpresse mit armiertem Stahlbronze-Cylinder.

Geschütze unter einem Druck von 3000 *t* mit einem Presscylinder besonderer Construction ausgeführt; dieselbe ist in Fig. 114, Text,*) im

*) Nach der Wochenschrift des österr. Ingenieur- und Architekten-Vereines, Jhg. 1887, S. 218.

verticalen Mittelschnitt dargestellt. Das Pressgestelle besteht aus dem gusseisernen Untersatz, dem gusseisernen Obertheil und den vier aus Bessemerstahl geschmiedeten Säulen. Die Entfernung der Säulen von Mittel zu Mittel beträgt 1360 *mm*, der Säulendurchmesser 320 *mm*. Der Presscylinder von 1000 *mm* lichtem Durchmesser besteht aus einem unten und oben offenen Stück Stahlbronze von 40 *mm* Wandstärke (im k. k. Arsenal in Wien erzeugt).' Über diesen Cylinder sind 5 Ringe (Fretten) aus Gussstahl ohne Schweissnaht gewalzt (aus dem Werke „Bochum") mittels einer starken hydraulischen Presse aufgezogen.*)

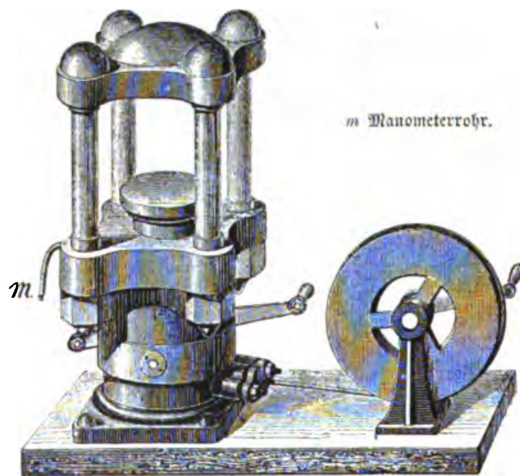


Fig. 115. Sterhydraulische Presse.

Dieser Cylinder ist auf dem Untersatz des Pressenrahmens derart aufgesetzt, dass ein cylindrisch gedrehter 150 *mm* hoher Vorsprung des Untersatzes in die untere Öffnung des Cylinders hineinreicht, gegen welchen der Cylinder durch einen 100 *mm* vom Cylinderrande entfernt eingelegten Lederstulp abgedichtet ist. Die Abdichtung des Kolbens erfolgt durch einen oben in den Cylinder, ebenfalls 100 *mm* vom Cylinderrande entfernt, eingelegten Lederstulp. Der Cylinder ist überdies mittels eines oben aufgesetzten,

*) Die Wandstärke dieser Ringe wurde nach der Brix'schen Formel: $\delta = \frac{1}{2} D \left(e^{\left(\frac{p}{S}\right)} - 1\right)$ für die Beanspruchung $S = 12\ kg/mm^2$ berechnet.

an die 4 Säulen angepassten Ringes im Pressrahmen festgehalten, um dem ganzen Bau eine größere Stabilität zu geben. Auf dem Presskolben liegt die Tischplatte und wird durch diese der aufgegebene Pulverkuchen gegen das Kopfstück des Rahmens gepresst.

Die sogenannten „Sterhydraulischen Pressen" haben keine eigentliche Presspumpe, sondern es befindet sich im Presscylinder eine Rolle, deren Achse durch eine Stopfbüchse abgedichtet aus dem Presscylinder hervortritt; auf diese Rolle wird ein durch eine zweite Stopfbüchse geführter Metalldraht aufgewunden, welcher die Flüssigkeit verdrängt und somit den Auswärtsgang des Presskolbens veranlasst. Beim Niedergang des Kolbens wird der Draht wieder auf eine außen befindliche Rolle zurückgewunden.

Die bezügliche Construction ist an der in Fig. 115, Text, im perspectivischen Bilde dargestellten sterhydraulischen Presse von Desgoffe & Olivier in Paris zu ersehen.

3. **Dimensionsbestimmung.** Bei den Schrauben- oder Spindelpressen erfolgt die Dimensionsbestimmung der Spindel und zugehörigen Antriebtheile nach den bei den Schraubenwinden angegebenen Regeln für den auszuübenden Druck P_0.

Die Dimensionen der hydraulischen Presse richten sich nach dem totalen Druck P_0 auf das Presspacket, und dieser setzt sich zusammen aus der Druckfläche F_0 des Presspacketes und der Pressung p_0 pro 1 cm^2 derselben nach der Gl.

$$P_0 = F_0 \, p_0 \quad \text{(335*)}$$

Bei vertical aufwärts bewegtem Kolben ist zum Druck P_0 noch das Gewicht G_0 des Kolbens mit der Tischplatte zu zählen, um den totalen äußeren Druck P auf den Presskolben zu erhalten.

Es ist sohin

$$P = P_0 + G_0 \quad \text{(335a}$$

*) Der Druck auf das Presspacket beträgt annähernd:
bei Ölpressen . . . . . . $p_0 = 200$ bis 300 *at*,
„ Hadernpressen . . . . $p_0 = 20$ bis 30 *at*,
„ Tuchpressen . . . . . $p_0 = 30$ *at*.

Der totale Druck auf die Radachse beim Abpressen der Räder bei Räderpressen beträgt

$$P_0 = 175000 \text{ bis } 200000 \, kg$$

beim Aufpressen der Räder aber viel weniger.

Tangyes hydraulische Winde gewöhnlicher Größe trägt die Last

$$P_0 = 10000 \, kg.$$

Kann G_0 vernachlässigt werden, so ist der äußere Druck gleich dem Druck auf das Presspacket, also

$P = P_0$ . . . . (335b

Schätzt man die Reibungswiderstände, welche sich der Bewegung des Presskolbens entgegensetzen und je nach der Manschettenhöhe und dem Kolbendurchmesser 5 bis 15 % des totalen Wasserdruckes P betragen können, auf 10 % des äußeren Druckes P *), so ergibt sich der totale Wasserdruck P_1 auf den Presskolben

$P_1 = 1{,}1 \, . \, P$ . . . . (336

Bezeichnet nun D_1 den Durchmesser des Presskolbens in Millimeter und p den Wasserdruck in Kilogramm pro 1 mm^2 so ist

$P_1 = \frac{\pi}{4} D_1^2 \, . \, p$ . . . . (337

Der Wasserdruck p wird gewöhnlich innerhalb gewisser Grenzen angenommen, einerseits mit Rücksicht auf die Festigkeit und Dichtheit des Cylindermaterials und die Ausführbarkeit seiner Dimensionen, andererseits mit Rücksicht auf die Erhaltung der Lederdichtung und man findet deshalb bei gusseisernen Presscylindern gewöhnlich 200 bis 300 *at* Wasserdruck, also im Mittel

$p = 2{,}5 \; kg/mm^2$ . . . . (338

Um den gusseisernen Presscylinder unter dem Stopfbüchsenhals nicht ausbohren zu müssen, wird er dort erweitert gegossen und kann man den lichten Durchmesser D der Erweiterung annähernd nehmen

$D = 1{,}05 \, D_1$ bis $1{,}10 \, D_1$ . . . . (339**)

---

*) Nach den Versuchen von Hick ist die Manschettenreibung unabhängig von der Manschettenhöhe h_1 und beträgt je nach der Beschaffenheit des Leders, wenn D_1 den Kolbendurchmesser in Millimeter bezeichnet

$$R = 1{,}009 \, . \, \frac{P_1}{D_1} \text{ bis } 2{,}48 \, . \, \frac{P_1}{D_1}$$

also viel weniger und wohl zu wenig für gewöhnliche Fälle.

**) Die Wandstärke des Presscylinders wird nach den in der Note S. 232 angegebenen Festigkeitsformeln von Grashof oder Lamé berechnet, wobei man für Gusseisen äußerst bis $S = 6 \; kg/mm^2$ und für Gussstahl bis $S = 15 \; kg/mm^2$ nehmen kann.

Die Wandstärke δ_1 des hohlen gusseisernen Presskolbens vom äußeren Durchmesser D_1 wird nach der Festigkeitsformel von Grashof, für hohen äußeren Druck

$$\delta_1 = \frac{1}{2} D_1 \left(1 - \sqrt{1 - \frac{2p}{S}}\right)$$

berechnet, wobei $\frac{p}{S} < \frac{1}{2}$ vorausgesetzt ist und $S = 7 \; kg/mm^2$ genommen werden kann.

Durch den Druck P beziehungsweise P_0 wird der Fundamentrahmen, das Kopfstück und die Tischplatte sowohl bei einer Schraubenpresse als auch bei einer hydraulischen Presse auf Biegung beansprucht und die Dimensionierung erfolgt am einfachsten derart, dass man sich auf Grund vorliegender Erfahrung oder einer Schätzung den Querschnitt frei dimensioniert und nachher aus der Festigkeitsformel die sich ergebende Beanspruchung S der stärkst gespannten Faser rechnet. Die Beanspruchung darf für Gusseisen bei Schraubenpressen bis zu $S = 2{,}5\ kg/mm^2$ und bei hydraulischen Pressen wegen des vorhandenen Manometers und Sicherheitsventiles bis zu $S = 4{,}5\ kg/mm^2$ betragen. Fällt letztere zu groß oder zu klein aus, so nimmt man entsprechende Veränderungen des gewählten Querschnittes vor.

Die Säulen einer stehenden Presse haben während des Stillstandes der Presse das Kopfstück zu tragen und sind während der Pressung auf Zug beansprucht, wobei wieder mit Rücksicht auf das vorhandene Sicherheitsventil bei hydraulischen Pressen für Schmiedeisen im kleinsten Querschnitt die Beanspruchung $S = 6$ bis $7{,}5\ kg/mm^2$ dagegen bei Schraubenpressen $S = 5$ bis $6\ kg/mm^2$ betragen kann.

Diese Säulen sind entweder mit Auflagbunden aus Schmiedeisen hergestellt, an den Enden mit flachem Gewinde*) versehen und in die geschlossenen Bohrungen des Rahmens und Kopfstückes eingeschoben oder sie sind mit angeschweißten Doppelbunden versehen und von der Seite

*) Das flache Gewinde dieser Zugstangen erhält gewöhnlich nicht mehr als 2 Gänge auf 1 Zoll englisch oder 10 Gänge auf 127 mm Gewindelänge und die gusseisernen Muttern erhalten die Höhe gleich 1,5 des äußeren Gewindedurchmessers.

Nach Reauleaux kann man für flachgängige Befestigungsschrauben die Steigung s für den äußeren Gewindedurchmesser d nehmen

$$s = 2\ mm + 0{,}09\ d$$

und die Mutterhöhe

$$h = 1{,}5\ d$$

und erhält hiernach den Durchmesser d_1 des Gewindekernes

$$d_1 = d - s = 0{,}91\ d - 2\ mm$$

womit für $S = 2{,}8\ kg/mm^2$ die für eine Schraube zulässige totale Belastung

$$P = 2{,}2\ d_1^2 \text{ und hieraus } d_1 = 0{,}67\sqrt{P}$$

wie für scharfgängige Befestigungsschrauben. Die Schlüsselweite D kann man für $d > 76{,}2\ mm$ nehmen

$$D = 5\ mm + 1{,}4\ d \text{ bis } 7\ mm + 1{,}45\ d$$

für $d < 76{,}2$ ist sie in der Tabelle für scharfgängige Schrauben S. 20 zu entnehmen. Große Muttern werden aus Gusseisen hergestellt und an den Sechseckflächen nicht bearbeitet.

her in Schlitze eingelegt, welche nachträglich durch Deckel, ähnlich jenen der Lagerdeckel, geschlossen werden.

Bei der hydraulischen Räderpresse Fig. 112, Text, sind bewegliche Zugstangen mit Ankerköpfen vorhanden, welche in entsprechende Schlitze eingelegt werden. Bei Sellers hydraulischer Räderpresse ist der Mittelständer verschiebbar, und als Zugstangen sind hochkantiggelegte flache schmiedeiserne Schienen vorhanden, mit Keillöchern, und die Druckaufnahme erfolgt durch in diese Löcher eingeschobene Keile.

Die architektonische Ausschmückung, welche in vergangener Zeit oft und mitunter intensiv die Constructionen des Maschinenbaues beeinflusste, kann hier nicht unerwähnt bleiben, da gerade die Schraubenpresse und die stehende hydraulische Presse ein häufig architektonisch verziertes Maschinenstück repräsentiert. Um die dünnen schmiedeisernen Säulen zu maskieren, werden der Architektur wegen gusseiserne hohle Tragsäulen zwischen Fundamentrahmen und Kopfstück eingeschaltet, durch welche die den Pressdruck aushaltenden, also unverhältnismäßig viel stärker beanspruchten schmiedeisernen Zugstangen hindurchgehen. Die Architektur im Maschinenbau in solcher Weise, und in besonderen Verzierungen zur Anwendung zu bringen, ist wohl, wenn von dem Bemalen und Bronzieren der Nähmaschinen und ähnlicher wirklicher Ausstattungsstücke des gesellschaftlichen Wohnraumes abgesehen wird, als ein überwundener Standpunkt zu bezeichnen. Hier gilt der Grundsatz, dass schön ist, was in einfachster Form unumwunden der gestellten Aufgabe zweckentsprechende Lösung gibt.

1. Beispiel. Es ist der Kolbendurchmesser und die Wandstärke des Presscylinders und Presskolbens einer hydraulischen Presse nach Fig. 1 bis 8, Taf. XXVI, für den maximalen Druck auf das Presspacket gleich $P_0 = 124400\ kg = 124{,}4\ t$ zu berechnen.

Schätzt man das Gewicht

$$G_0 = 0{,}009 \,.\, P_0 = 1120 \backsim 1100\ kg$$

so ist

$$P = 125500\ kg$$

und mit 10 % Reibungswiderständen nach Gl. (336 der totale Wasserdruck auf den Kolben

$$P_1 = 1{,}1 \,.\, P = 1{,}1 \,.\, 125500 = 138050 \backsim 138000\ kg.$$

Durch Substitution dieses Wertes in die Gl. (337, wenn man den von der Presspumpe erzeugten Wasserdruck nach Gl. (338 gleich 250 *at* setzt, also

$$p = 2{,}5\ kg/mm^2$$

nimmt, erhält man die Kolbenfläche

$$\frac{\pi}{4} \,.\, D_1^2 = \frac{P_1}{p} = \frac{138000}{2{,}5} = 55200\ mm^2$$

und hieraus den Kolbendurchmesser

$$D_1 = 265{,}1 \backsim 265\ mm$$

somit wird nach Gl. (339 der lichte Cylinderdurchmesser

$$D = 1{,}05\ D_1 = 1{,}05\ .\ 265 = 278{,}25 \backsim 280\ mm$$

und hiermit die Wandstärke δ des Cylinders

a) nach der Festigkeitsformel von Grashof (Note S. 232) für

$$m = 4$$
$$S = 6\ kg/mm^2$$
$$p = 2{,}5\ kg/mm^2$$
$$D = 280\ mm$$

$$\delta = \frac{1}{2} D \left(-1 + \sqrt{\frac{m S + (m-1) p}{m S - (m+1) p}}\right) = 91{,}7\ mm$$

b) nach der Festigkeitsformel von Lamé für

$$S = 6\ kg/mm^2$$
$$p = 2{,}5\ kg/mm^2$$
$$D = 280\ mm$$

$$\delta = \frac{1}{2} D \left(-1 + \sqrt{\frac{S + p}{S - p}}\right) = 77{,}8\ mm$$

und wenn man einen Mittelwert nimmt

$$\delta = 85\ mm.$$

Die Wandstärke des Preßkolbens ergibt für den äußeren Durchmesser desselben

$$D_1 = 265\ mm$$

und

$$p = 2{,}5\ at$$
$$S = 7\ kg/mm^2$$

nach der Festigkeitsformel (Note S. 284)

$$\delta_1 = \frac{1}{2} D_1 \left(1 - \sqrt{1 - \frac{2p}{S}}\right) = 61{,}75 \backsim 60\ mm.$$

2. Beispiel. Es sind die Dimensionen der 4 schmiedeisernen Säulen der Presse des vorstehenden 1. Beispieles für $P_0 = 124400\ kg$ zu bestimmen.

Schätzt man das Gewicht des Kopfstückes

$$G = \frac{1}{100} . P_0 = 1244\ kg,$$

so entfällt auf jede Zugstange der Zug

$$P = \frac{1}{4} (P_0 - G) = \frac{1}{4} (124400 - 1244) = \frac{123156}{4} = 30790 \backsim 31000\ kg$$

und hieraus folgt der kleinste Querschnitt der Säule, d. i. der Durchmesser d_1 des Gewindekernes für $S = 7\ kg/mm^2$

$$\left(\frac{\pi}{4} . d_1^2\right) = \frac{P}{S} = \frac{31000}{7} = 4430\ mm^2$$
$$d_1 = 75{,}2\ mm.$$

Aus der Gleichung (Note S. 285)

$$d_1 = 0{,}91\ d - 2\ mm$$

ergibt sich hiermit der äußere Gewindedurchmesser

$$d = \frac{d_1 + 2\ mm}{0{,}91} = \frac{75{,}2 + 2}{0{,}91} = 84{,}8 \backsim 85\ mm$$

welcher auch als Säulendurchmesser beizubehalten ist. Es ergibt sich nun die Steigung des flachen Gewindes

$$s = 2\,mm + 0{,}09\ d = 2 + 0{,}09 \,.\, 85 = 9{,}65\,mm$$

welche auf das nächste englische Maß abgerundet

$$s = {}^3/_8 \text{ Zoll englisch}$$

ergibt, wonach die Anzahl der Gewindgänge auf 1 Zoll englisch

$$n = \frac{1}{s} = \frac{8}{3}.$$

Die Höhe der Mutter wird

$$h = 1{,}5\ d = 1{,}5 \,.\, 85 = 127{,}5 \sim 125\,mm$$

und die Schlüsselweite

$$D = 7 + 1{,}45\ d = 7 + 1{,}45 \,.\, 85 = 123{,}25 \sim 125\,mm.$$

3. Beispiel. Es ist zu untersuchen, ob das Kopfstück zur hydraulischen Presse des vorstehenden 1. Beispieles nach den gewählten, in Fig. 1, 5 und 6, Taf. XXVI, cotierten Dimensionen hinreichend fest ist.

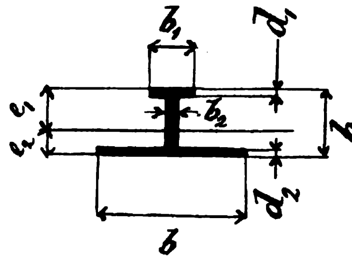


Fig. 116. Schematische Darstellung des Kopfstück-Querschnittes.

Der gewählte Querschnitt entspricht jenem der Fig. 116, Text, wenn die beiden verticalen Rippen in die Mitte zusammengerückt werden und die kleinen Deckenversteifungsrippen außer Betracht bleiben. Hiefür ist das Trägheitsmoment

$$W = \frac{1}{3} \,.\, [b_1 \,.\, e_1^3 - (b_1 - b_2) \,.\, (e_1 - d_1)^3 +$$

$$+ b \,.\, e_2^3 - (b - b_2) \,.\, (e_2 - d_2)^3]$$

und die Entfernung der stärkst gespannten Faser von der Schwerpunktsachse

$$e_1 = \frac{b \,.\, d_2\ (2\,h - d_2) + b_1\ d_1^2 + b_2\ [(h - d_2)^2 - d_1^2]}{2 \,.\, [b\,d_2 + b_1\ d_1 + b_2\ (h - d_1 - d_2)]}$$

$$e_2 = h - e_1$$

durch Substitution der Werte nach der Cotierung in der Zeichnung, und zwar:

$$b = 630\,mm;\ b_1 = 320\,mm;\ b_2 = 100\,mm;$$

$$h = 420\,mm;\ d_1 = 50\,mm;\ d_2 = 50\,mm$$

erhält man hieraus

$$e_1 = 246\,mm$$

$$e_2 = h - e_1 = 174\,mm$$

$$W = 1805120000$$

$$Z = \frac{W}{e_1} = 7337900$$

Wird nun das Prefspacket nicht als auf seiner ganzen Fläche an das Kopfstück anliegend vorausgesetzt, sondern der ungünstigere Fall des Kraftangriffes in der Mitte der Länge $l = 1160$ zwischen den Schraubenmitteln, so gilt die Festigkeitsgleichung für die Beanspruchung durch den um das Gewicht des Kopfstückes $G = \frac{1}{100} P_0$ verminderten Druck auf das Prefspacket, also durch die Kraft $P = P_0 - G =$ $= P_0 - \frac{1}{100} P_0 = 123156\,kg$

$$\frac{P \,.\, l}{4} = S \,.\, Z = S \,.\, \frac{W}{e_1}$$

woraus $S = \frac{123156 \,.\, 1160}{4 \,.\, 7337900} = 4{,}86\,kg/mm^2$.

Da nun bei dieser Rechnung die Deckenversteifungsrippen außer Betracht blieben, welche den Wert der Beanspruchung S der bereits das zulässige Maximum $S = 4{,}5\,kg/mm^2$ ein wenig übersteigt, reducieren und der ungünstigste Fall der Belastung ins Auge gefasst wurde, so kann der Querschnitt als hinreichend fest beibehalten werden.

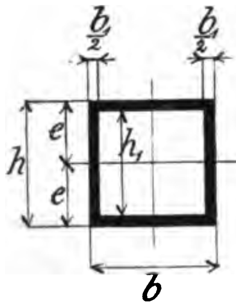


Fig. 117.

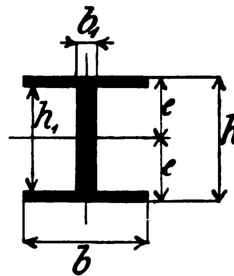


Fig. 118.

4. **Beispiel.** Für den Hohlgussquerschnitt Fig 117, Text, der Ständer der hydraulischen Räderpresse Fig. 111, Text, welcher mit dem durch Zusammenschieben der Seitenwände in die Mitte erhaltenen Rippenquerschnitt Fig. 118, Text, hinsichtlich der in Betracht stehenden Beanspruchung auf Biegung übereinstimmt, ist das Trägheitsmoment

$$W = \frac{1}{12} \left\{ b\,h^3 - (b - b_1)\,h_1^3 \right\}$$

und die Entfernung der stärkst gespannten Faser von der Schwerpunktsachse

$$e = \frac{h}{2}$$

somit der Querschnittsmodul

$$Z = \frac{W}{e} = \frac{1}{6h} \left\{ b h^3 - (b - b_1)\,h_1^3 \right\}$$

$$\frac{P \,.\, l}{4} = S \,.\, Z$$

$$S = \frac{Pl}{4Z}.$$

welcher auch als Säulendurchmesser beizubehalten ist. Es ergibt sich nun die Steigung des flachen Gewindes

$$s = 2\,mm + 0{,}09\;d = 2 + 0{,}09\,.\,85 = 9{,}65\,mm$$

welche auf das nächste englische Maß abgerundet

$$s = {}^3/_8 \text{ Zoll englisch}$$

ergibt, wonach die Anzahl der Gewindgänge auf 1 Zoll englisch

$$n = \frac{1}{s} = \frac{8}{3}.$$

Die Höhe der Mutter wird

$$h = 1{,}5\;d = 1{,}5\,.\,85 = 127{,}5 \backsim 125\,mm$$

und die Schlüsselweite

$$D = 7 + 1{,}45\;d = 7 + 1{,}45\,.\,85 = 123{,}25 \backsim 125\,mm.$$

3. Beispiel. Es ist zu untersuchen, ob das Kopfstück zur hydraulischen Presse des vorstehenden 1. Beispieles nach den gewählten, in Fig. 1, 5 und 6, Taf. XXVI, cotierten Dimensionen hinreichend fest ist.

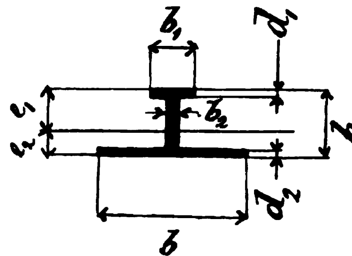


Fig. 116. Schematische Darstellung des Kopfstück-Querschnittes.

Der gewählte Querschnitt entspricht jenem der Fig. 116, Text, wenn die beiden verticalen Rippen in die Mitte zusammengerückt werden und die kleinen Deckenversteifungsrippen außer Betracht bleiben. Hiefür ist das Trägheitsmoment

$$W = \frac{1}{3}\,.\,[b_1\,.\,e_1^3 - (b_1 - b_2)\,.\,(e_1 - d_1)^3 +$$
$$+\; b\,.\,e_2^3 - (b - b_2)\,.\,(e_2 - d_2)^3]$$

und die Entfernung der stärkst gespannten Faser von der Schwerpunktsachse

$$e_1 = \frac{b\,.\,d_2\,(2h - d_2) + b_1\,d_1^2 + b_2\,[(h - d_2)^2 - d_1^2]}{2\,.\,[b d_2 + b_1\,d_1 + b_2\,(h - d_1 - d_2)]}$$

$$e_2 = h - e_1$$

durch Substitution der Werte nach der Cotierung in der Zeichnung, und zwar:

$$b = 630\,mm;\; b_1 = 320\,mm;\; b_2 = 100\,mm;$$
$$h = 420\,mm;\; d_1 = 50\,mm;\; d_2 = 50\,mm$$

erhält man hieraus

$$e_1 = 246\,mm$$
$$e_2 = h - e_1 = 174\,mm$$
$$W = 1805120000$$
$$Z = \frac{W}{e_1} = 7337900$$

Wird nun das Presspacket nicht als auf seiner ganzen Fläche an das Kopfstück anliegend vorausgesetzt, sondern der ungünstigere Fall des Kraftangriffes in der Mitte der Länge $l = 1160$ zwischen den Schraubenmitteln, so gilt die Festigkeitsgleichung für die Beanspruchung durch den um das Gewicht des Kopfstückes $G = \frac{1}{100} P_0$ verminderten Druck auf das Presspacket, also durch die Kraft $P = P_0 - G =$ $= P_0 - \frac{1}{100} P_0 = 123156\,kg$

$$\frac{P \,.\, l}{4} = S \,.\, Z = S \,.\, \frac{W}{e_1}$$

woraus $S = \frac{123156 \,.\, 1160}{4 \,.\, 7337900} = 4{,}86\,kg/mm^2$.

Da nun bei dieser Rechnung die Deckenversteifungsrippen außer Betracht blieben, welche den Wert der Beanspruchung S der bereits das zulässige Maximum $S = 4{,}5\,kg/mm^2$ ein wenig übersteigt, reducieren und der ungünstigste Fall der Belastung ins Auge gefasst wurde, so kann der Querschnitt als hinreichend fest beibehalten werden.

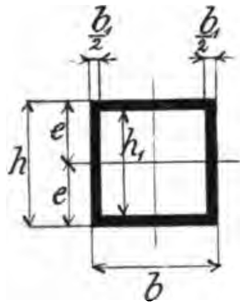


Fig. 117.

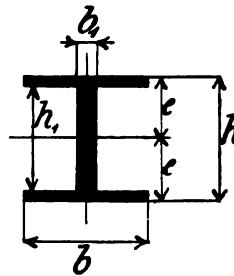


Fig. 118.

4. Beispiel. Für den Hohlgussquerschnitt Fig 117, Text, der Ständer der hydraulischen Räderpresse Fig. 111, Text, welcher mit dem durch Zusammenschieben der Seitenwände in die Mitte erhaltenen Rippenquerschnitt Fig. 118, Text, hinsichtlich der in Betracht stehenden Beanspruchung auf Biegung übereinstimmt, ist das Trägheitsmoment

$$W = \frac{1}{12} \left\{ b\,h^3 - (b - b_1)\,h_1^3 \right\}$$

und die Entfernung der stärkst gespannten Faser von der Schwerpunktsachse

$$e = \frac{h}{2}$$

somit der Querschnittsmodul

$$Z = \frac{W}{e} = \frac{1}{6h} \left\{ b\,h^3 - (b - b_1)\,h_1^3 \right\}$$

$$\frac{P \,.\, l}{4} = S \,.\, Z$$

$$S = \frac{Pl}{4Z}.$$

5. Beispiel. Es ist zu untersuchen, ob die Tischplatte der hydraulischen Presse Taf. XXVI hinreichend fest ist.

Die Tischplatte hat den Querschnitt nach Fig. 119, Text, wenn die 3 Rippen in die Mitte zusammengerückt werden und die Randversteifungsrippen außer Betracht bleiben. Hiefür ist das Trägheitsmoment

$$W = \frac{1}{3}\left\{b\,[e_2^3 - (e_2 - h_1)^3] + b_1\,[e_1^3 + (e_2 - h_1)^3]\right\}$$

und die Entfernung der stärkst gespannten Faser von der Schwerpunktsachse

$$e_2 = \frac{b h_1^2 + b_1 (h - h_1)(h + h_1)}{2\,[b h - (b - b_1)(h - h_1)]}$$

und hiermit

$$e_1 = h - e_2$$

Durch Substitution der Werte nach der Zeichnung, und zwar:

$$b = 800\,mm;\ b_1 = 45 \,.\, 3 = 135\,mm$$
$$h = 125\,mm;\ h_1 = 45\,mm$$

erhält man hieraus

$$e_2 = 36{,}9 \backsim 37\,mm$$
$$e_1 = h - e_2 = 88\,mm$$
$$W = 44287200$$
$$Z = \frac{W}{e_2} = 1197000$$

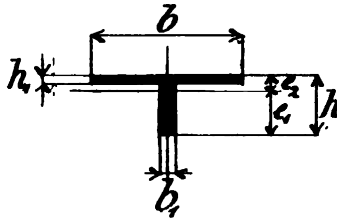


Fig. 119.

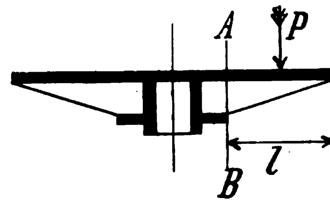


Fig. 120.

Wird nun das Prespacket mit seiner ganzen Fläche auf die Tischplatte aufliegend und sohin der Druck auf diese gleichmäßig vertheilt vorausgesetzt, so ist für den gefährlichen Querschnitt bei AB Fig. 120, Text, wenn P den Theil des auf die freie, nicht unterstützte Länge l des Tisches entfallenden Druckes bezeichnet und S die Beanspruchung

$$P \,.\, \frac{l}{2} = S Z$$

Ist nun nach der Zeichnung $l = 300\ mm$ und nach einer Schätzung $P = 0{,}3\ P_0 = 0{,}3 \,.\, 124400 = 37320\,kg$ so ergibt sich

$$S = \frac{37320 \,.\, 150}{1197000} = 4{,}68\,kg/mm^2$$

Es ist mithin, da S durch die Randversteifungsrippen noch etwas herabgemindert wird, die Tischplatte genügend stark dimensioniert.

6. Beispiel. Es ist zu untersuchen, ob der mittlere Querschnitt des Fundamentrahmens der hydraulischen Presse Taf. XXVI passend dimensioniert ist.

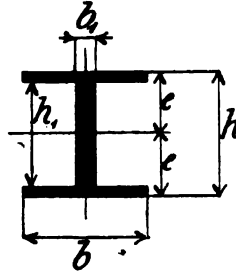


Fig. 121.

Der mittlere Querschnitt des Fundamentrahmens ist durch Fig. 121, Text, dargestellt, wenn die beiden Stege in die Mitte zusammengerückt werden und die Arbeitsleisten außeracht bleiben. Hiefür ist das Trägheitsmoment

$$W = \frac{1}{12} [b h^3 - (b - b_1) h_1^3]$$

und wegen

$$e = \frac{h}{2}$$

der Querschnittsmodul

$$Z = \frac{W}{e} = \frac{1}{6h} [b h^3 - (b - b_1) h_1^3]$$

durch Substitution der Werte nach der Zeichnung, und zwar:

$$b = 300\,mm;\ b_1 = 100\,mm$$
$$h = 520\,mm;\ h_1 = 420\,mm$$

erhält man hieraus

$$Z = \frac{W}{e} = 8687200$$

Setzt man nun den Angriff der Kraft gleich dem um das Gewicht des Kopfstückes verminderten Druck auf das Preßpacket $P = P_0 - G = P_0 - \frac{1}{100} P_0$ also $P = 123156\,kg$ in der Mitte der Länge $l = 1160\,mm$ zwischen den Schraubenmitteln voraus, so ist

$$\frac{P l}{4} = S Z$$

und hieraus

$$S = \frac{123156 \cdot 1160}{4 \cdot 8687200} = 4{,}11\,kg/mm^2$$

Für gleiche Beanspruchung mit dem Kopfstück und der Tischplatte nach dem vorhergehenden 3. und 4. Beispiele könnten sonach die Querschnittsdimensionen noch ein wenig kleiner genommen werden, doch erscheint es ganz zweckmäßig, für diesen seitlich wieder versteiften Querschnitt S etwas kleiner zu nehmen.

7. Beispiel. Wie groß ist der Wirkungsgrad von Tangyes hydraulischer Winde, wenn mit Rücksicht auf den kleinen Durchmesser des Preßkolbens D_1 die Reibungswiderstände der Kolbenbewegung mit 15 % der Last Q angenommen werden?

Es ist nach Gl. (227 die Kraft K am Handhebel für das Hebelverhältnis $\left(\frac{l}{l'}\right)$ des Kraftangriffes in der Pumpe

$$K = \frac{l}{l'} \cdot P$$

und wenn man für P seinen Wert aus Gl. (226 einsetzt auch

$$K = 13300 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot D^2 \cdot p \cdot \frac{l}{l'}$$

wobei der Pumpenkolbendurchmesser D in Meter und p in Atmosphären einzusetzen ist. Für den Zusammenhalt mit Gl. (337 soll D in Millimeter und p in Kilogramm pro 1 mm^2 ausgedrückt erscheinen und hiefür ergibt sich

$$K = 13300 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot \frac{D^2}{1000^2} \cdot p \cdot 100 \cdot \frac{l}{l'} = 1{,}33 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot D^2 \cdot p \cdot \frac{l}{l'}$$

hieraus folgt der Wasserdruck in Kilogramm pro 1 mm^2

$$p = \frac{4}{\pi} \cdot \frac{K}{1{,}33 \cdot D^2} \cdot \frac{l'}{l}$$

und durch Substitution in Gl. (337 der totale Wasserdruck auf den Preßkolben

$$P = \frac{\pi}{4} \cdot D_1^2 \cdot p = \frac{\pi}{4} \cdot D_1^2 \cdot \frac{4}{\pi} \cdot \frac{K}{1{,}33 \cdot D^2} \cdot \frac{l'}{l} = \frac{D_1^2}{D^2} \cdot \frac{l'}{l} \cdot \frac{K}{1{,}33}$$

Nimmt man hierzu nach Gl. (336 mit Q statt P_1 und 15 % Reibung

$$P = 1{,}15 \cdot Q$$

so erhält man

$$Q = \frac{1}{1{,}15} \cdot P = \frac{1}{1{,}15} \cdot \frac{1}{1{,}33} \cdot \frac{D_1^2}{D^2} \cdot \frac{l'}{l} \cdot K = 0{,}65 \cdot \frac{D_1^2}{D^2} \cdot \frac{l'}{l} \cdot K$$

und es ist somit der Wirkungsgrad

$$\eta = 0{,}65$$

weil ohne Rücksicht auf die Widerstände der Bewegung

$$Q = \frac{D_1^2}{D^2} \cdot \frac{l'}{l} \cdot K$$

sich ergeben würde.

8. Beispiel. Es ist eine Schraubenpresse nach Fig. 1 bis 7, Taf. XXV, für 75000 kg maximale auszuübende Pressung zu construieren u. zw. für folgende durch die Größe des Preßpacketes bedingte Hauptdimensionen:

H = 1500 mm = lichte Höhe des Laderaumes,
h = 750 mm = Hub der Preßplatte,
E_1 = 1200 mm = Säulenentfernung von Mittel zu Mittel,
E_2 = 810 mm = Säulenentfernung von Mittel zu Mittel.

Die Dimensionen des Spindelantriebes sind zu berechnen.

Es ist, wenn das Gewicht der Schraubenspindel und Preßplatte vernachlässigt wird, der Druck P welcher durch die Schraubenspindel nach aufwärts auf das Kopfstück übertragen wird, gleich dem Druck auf das Preßpacket, nämlich

$$P = 75000\ kg.$$

Wählt man für die auf Druck beanspruchte, aus Gufsstahl hergestellte Schraubenspindel im Gewindekern die maximale zulässige Beanspruchung (S. 80)

$$S = 10{,}5\ kg/mm^2$$

so ergibt sich der Kerndurchmesser der Spindel d_1 aus der Gleichung

$$\frac{\pi}{4} \cdot d_1^2 \cdot S = P$$

$$d_1 = 95{,}4 \sim 96\ mm$$

und hiefür nach Gl. (93 die Steigung der flachgängigen Schraubenspindel

$$s = 0{,}25\ d_1 = 0{,}25 \cdot 96 = 24\ mm \sim 25{,}4\ mm = 1 \text{ Zoll engl.}$$

also der äußere Gewindedurchmesser der Schraubenspindel

$$d = d_1 + s = 96 + 24 = 120\ mm$$

für den der Ausführung zugrunde gelegten Antrieb der Schraubenspindel durch 3fache Räderübersetzung mit dem totalen Wirkungsgrade η ergibt sich die am Handrade oder Griffrade vom Halbmesser a auszuübende Kraft K analog der Gl. (97 im Zusammenhalt mit Gl. (90 aus der Gl.

$$K = \frac{1}{\eta} \cdot \frac{s}{2\pi a} \cdot \frac{z_1}{z_2} \cdot \frac{z_3}{z_4} \cdot \frac{z_5}{z_6} \cdot Q$$

wobei $Q = 75000\ kg$ der maximale auszuübende Druck auf das Prefspacket ist.

Setzt man nun voraus, dafs zu Ende der Pressung 2 Männer mit je 27 kg am Halbmesser a des Griffrades wirken, so ist

$$K = 2 \cdot 27 = 54\ kg.$$

Wählt man ferner $a = 600\ mm$, und nimmt für das Steigungsverhältnis $(s : 2\pi r) = 25{,}4 : (2\pi \cdot 54) = 0{,}075$ nach der Tabelle S. 79 den Wirkungsgrad der Schraubenspindel

$$\eta_1 = 0{,}342$$

und schätzt mit Hilfe der Tabellen, S. 83, die Wirkungsgrade jeder der 3 Vorgelegewellen gleich jenem jeder der drei Räderpaare

$$\eta_2 = 0{,}96$$

so erhält man als totalen Wirkungsgrad der Schraubenpresse annähernd

$$\eta = \eta_1 \cdot \eta_2^6 = 0{,}342 \cdot 0{,}783 = 0{,}268$$

und hiermit die Räderübersetzung

$$\frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_4}{z_3} \cdot \frac{z_6}{z_5} = \frac{s \cdot Q}{\eta \cdot K \cdot 2\pi a} = \frac{25{,}4 \cdot 75000}{0{,}268 \cdot 54 \cdot 3770} = 34{,}9$$

hierbei ist die Reibung des in der Radnabe festen Federkeiles in der Nuth der Schraubenspindel noch in Betracht zu ziehen, welche mit dem Reibungs-Coefficienten $\varphi = 0{,}18$ am mittleren Halbmesser $r = 54\ mm$ die Kraft K am Griffradhalbmesser um den Betrag $\varphi \cdot \frac{s}{2\pi r} \cdot K$ erhöht, so dafs diese

$$\left(1 + \varphi \frac{s}{2\pi r}\right) \cdot K = 1{,}014 \cdot K$$

wird, oder falls $K = 54\ kg$ unverändert bleiben soll, die 1,014 Vergrößerung der Räderübersetzung, in gleichem Maße erfolgen mufs, nämlich

$$\frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_4}{z_3} \cdot \frac{z_6}{z_5} = 34{,}9 \cdot 1{,}014 = 35{,}4 \sim 36$$

diese totale Räderübersetzung ergibt sich für passende Einzelnübersetzungen mit den Zähnezahlen

$$z_1 = 11;\; z_2 = 44;\; z_3 = 11;\; z_4 = 22;\; z_5 = 12;\; z_6 = 54.$$

Es ergeben sich hiermit die Wellendurchmesser und Zahnraddimensionen wie folgt:

Der Durchmesser d_1' der Handradwelle für das Torsionsmoment

$$K \,.\, a = 54 \,.\, 600 = 32400$$

nach der Tabelle S. 18 für $S' = 2\,kg/mm^2$

$$d_1' = 45\,mm$$

an dessen Stelle die verlängerte Nabe des Getriebes z_1 als hohle gusseiserne Welle am feststehenden Stirnzapfen lose drehbar ausgeführt wird, wie in Fig. 1, Taf. XXV, gezeichnet ist; ferner für $b = 2\,t$; $S = 2{,}5\,kg/mm^2$ die Stichzahl und Theilung für das Getriebe z_1 und das Stirnrad z_2 nach der Tabelle S. 86 mit

$$\left(\frac{PR}{z}\right) = \frac{K \,.\, a}{z_1} = \frac{32400}{11} = 2946$$

$$\left(\frac{t}{\pi}\right) = 12;\; t = 37{,}699\,mm;\; b = 2\,t = 75{,}4 \backsim 75\,mm$$

und somit die Radhalbmesser

$$R_1 = \frac{z_1}{2} \,.\, \left(\frac{t}{\pi}\right) = \frac{11}{2} \,.\, 12 = 66\,mm$$

$$R_2 = \frac{z_2}{2} \left(\frac{t}{\pi}\right) = \frac{44}{2} \,.\, 12 = 264\,mm$$

hiermit wird der Zahndruck im Theilkreise von z_1 und z_2 mit Vernachlässigung der Reibungswiderstände

$$P_1 = \frac{K \,.\, a}{R_1} = \frac{32400}{66} = 491\,kg,$$

und demnach der Wellendurchmesser d_2' des Rades z_2 für das Moment

$$(PR) = P_1 \,.\, R_2 = 491 \,.\, 264 = 129624$$

nach der Tabelle S. 18 für $S' = 2\,kg/mm^2$

$$d'_2 = 70\,mm$$

ferner wieder für $b = 2\,t$; $S = 2{,}5\,kg/mm^2$ die Stichzahl und Theilung für das Getriebe z_3 und das Kegelrad z_4 nach der Tabelle S. 86 mit

$$\left(\frac{PR}{z}\right) = \left(\frac{P_1 R_2}{z_3}\right) = \frac{129624}{11} = 11784$$

$$\left(\frac{t}{\pi}\right) = 20;\; t = 62{,}832\,mm;\; b = 2\,t = 125{,}7 \backsim 125\,mm$$

und somit die Radhalbmesser

$$R_3 = \frac{z_1}{2} \,.\, \left(\frac{t}{\pi}\right) = \frac{11}{2} \,.\, 20 = 110\,mm$$

$$R_4 = \frac{z_4}{2} \,.\, \left(\frac{t}{\pi}\right) = \frac{22}{2} \,.\, 20 = 220\,mm$$

hiermit wird wieder der Zahndruck im Theilkreise von z_3 und z_4 mit Vernachlässigung der Reibungswiderstände, beziehungsweise entsprechend grösserer Sicherheit in der Dimensionsbestimmung

$$P_3 = \frac{P_1 R_2}{R_3} = \frac{129624}{110} = 1178\,kg$$

und demnach der Wellendurchmesser d'_3 des Rades z_4 für das Moment

$$(PR) = P_3 R_4 = 1178 \,.\, 220 = 259160$$

mit Abrundung nach unten hin, weil die Widerstände außer Betracht blieben

$$d'_3 = 85\,mm$$

endlich wieder für $b = 2\,t$; $S = 2{,}5\,kg/mm^2$ die Stichzahl und Theilung für das Getriebe z_5 und das Stirnrad z_6 nach der Tabelle S. 86 mit

$$\left(\frac{PR}{z}\right) = \left(\frac{P_3 R_4}{z_5}\right) = \frac{259160}{12} = 21597$$

$$\left(\frac{t}{\pi}\right) = 24;\; t = 75{,}398;\; b = 2\,t = 150\,mm$$

und somit die Radhalbmesser

$$R_5 = \frac{z_5}{2} \,.\, \left(\frac{t}{\pi}\right) = \;6 \,.\, 24 = 144\,mm$$

$$R_6 = \frac{z_6}{2} \,.\, \left(\frac{t}{\pi}\right) = 27 \,.\, 24 = 648\,mm$$

Es können nun die Wirkungsgrade der Zahnräder und Vorgelegewellen zur Controle näher bestimmt werden, und zwar ist der Wirkungsgrad der Zahnräder z_5 und z_6 für das Übersetzungsverhältnis $i = z_5 : z_6 = 12 : 54 = 0{,}22$ und die Zähnezahl des Getriebes $z_5 = 12$ nach der Tabelle S. 82

$$\eta_2 = 0{,}967$$

ferner der Wirkungsgrad der Vorgelegewelle d'_3 für das Zapfenverhältnis $\mathfrak{r} : R_1 = 0{,}5\,d'_3 : R_5 = 42{,}5 : 144 = 0{,}3$ und das Hebelverhältnis $R_1 : a = R_5 : R_4 = 144 : 220 = 1 : 1{,}5$

$$\eta_3 = 0{,}96$$

ferner der Wirkungsgrad der Zahnräder z_3 und z_4 für das Übersetzungsverhältnis $i = z_3 : z_4 = 0{,}5$ und die Zähnezahl des Getriebes $z_3 = 11$

$$\eta_4 = 0{,}956$$

ferner der Wirkungsgrad der Vorgelegewelle d'_2 für das Zapfenverhältnis $\mathfrak{r} : R_1 = 0{,}5\,d'_2 : R_3 = 0{,}3$ und das Hebelverhältnis $R_1 : a = R_3 : R_2 = 1 : 2{,}4$

$$\eta_5 = 0{,}965$$

ferner der Wirkungsgrad der Zahnräder z_1 und z_2 für das Übersetzungsverhältnis $i = z_1 : z_2 = 0{,}25$ und die Zähnezahl $z_1 = 11$

$$\eta_6 = 0{,}956$$

endlich der Wirkungsgrad der Vorgelegewelle d'_1 für das Zapfenverhältnis $\mathfrak{r} : R_1 = 0{,}5 \,.\, d'_1 : R_1 = 0{,}35$ und das Hebelverhältnis $R_1 : a = 66 : 600 = 1 : 9$

$$\eta_7 = 0{,}97$$

hiermit ergibt sich, wenn die verhältnismäßig unbedeutende Keilreibung an der Schraubenspindel vernachlässigt wird, der totale Wirkungsgrad der Schraubenpresse

$$\eta = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdot \eta_4 \cdot \eta_5 \cdot \eta_6 \cdot \eta_7 = 0{,}27$$

welcher mit dem in die Rechnung einbezogenen Wirkungsgrade

$$\eta = 0{,}268$$

hinreichend genau übereinstimmt, so daſs die berechneten Dimensionen für die Ausführung beibehalten werden können.

4. **Herstellung der Pressen.** Als Gussstück specieller Art erscheint bei der hydraulischen Presse der Presscylinder, dessen Herstellung die größte Sorgfalt verlangt und durch häufig vorkommende Ausschussstücke oft beträchtlich vertheuert wird derart, dass man gusseiserne Presscylinder, welche eine gewisse Größe überschreiten, nur aus bestimmten, im Guss solcher Cylinder renommierten Eisenwerken beziehen kann.

Mit Rücksicht auf die in erster Linie verlangte Dichtheit des Presscylinders, soll daran an den vom Druckwasser direct bespülten Flächen die Gusshaut möglichst gewahrt bleiben und die Bearbeitung nur soweit vorgenommen werden, als sie zur Führung des Plungerkolbens im Cylinder unbedingt erforderlich ist und ist ferner an den zu bearbeitenden Stellen ein möglichst dichtes Gussmaterial anzustreben. Um letzteres zu erreichen, wird der Presscylinder mit dem Stopfbüchsenhalse nach unten geformt und ein möglichst hoher Anguss (verlorener Kopf, Maßlotte) auf dem Cylinderboden aufgegossen und die Kühlung nach dem Gusse mit Vorsicht vorgenommen, um falsche Spannungen zu vermeiden. Durch das Abhauen des Angusses entsteht der in Fig. 1, Taf. XXVI, am Cylinderboden ersichtliche Ansatz.

Durch besondere Kühlvorrichtungen kann man den Cylinder nach dem Gusse innen rascher abkühlen, wodurch an der Innenwandung das Material sich früher zusammenzieht und durch das später erkaltende äußere Material gepresst wird, derart, dass es schon einen ziemlichen inneren Druck aushält, bis die Pressung aufgehoben wird, wonach erst Spannung eintritt. Solches Material verträgt deshalb auch einen höheren Wasserdruck in Atmosphären; die zulässige Höhe desselben aber hängt wohl zumeist vom Zufall ab und es ist deshalb im allgemeinen der angegebene Druck von 200 bis 300 *at* nicht zu überschreiten und des reinen dichten Gusses wegen besser einen etwas niedrigeren Druck und größeren Kolbendurchmesser anzuwenden und das gewöhnliche Gussverfahren einzuhalten.

Die Sellers'sche Ausführung mit Kupferausfütterung (Fig. 113, Text) und die Anwendung des Gussstahlcylinders, sowie des armierten Stahlbronzecylinders (Fig. 114, Text) für höheren Druck, wurde schon besprochen.

Bei gusseisernen Cylindern sind hinsichtlich der Formgebung, wie auch stets anderwärts, scharfe Querschnittsübergänge zu vermeiden und ist namentlich der runde Bodenansatz, wie in Fig. 1, Taf. XXVI, gezeichnet, zu empfehlen.

Um nicht einen unnöthig großen Theil des ausgebohrten und zur Führung des Kolbens dienenden Theiles des Cylinders unter Druck zu stellen, wird die Ledermanschette möglichst tief in den Cylinder hinein, also möglichst nahe an den nicht ausgebohrten Theil des Cylinders gelegt.

Das Ausbohren des mit Ansätzen versehenen Prefscylinders im Stopfbüchsenhals erfolgt am besten auf der Horizontal-Bohrmaschine, das Abdrehen glatter Cylinder, das Ausbohren derselben und das Abdrehen und Einpassen des Prefskolbens auf der Egalisierdrehbank. Die Tischplatte wird oben auf der Hobelmaschine gehobelt und unten auf der Plandrehbank abgedreht und auf den Prefskolben aufgepaſst.

Nach vollendeter Bearbeitung wohl äußerlich fehlerfrei aber undicht sich erweisende gußeiserne Prefscylinder können durch eingeschmolzenes und eingepreſstes Colofonium noch nachträglich dicht gemacht werden.

Die übrigen Gußmodelle der Pressen werden, wie immer, im Schwindmaß angefertigt und zum Bearbeiten wird nur an den zu bearbeitenden Stellen zugegeben.

Die Säulen werden bei Schraubenpressen und insbesondere bei verticalen hydraulischen Pressen durchaus blank gedreht, gewöhnlich aber nicht im Durchmesser, sondern nur zwischen festen Bunden in das Kopfstück und den Fundamentrahmen eingepaſst. Oft ist daran der Tisch geführt, wie in Fig. 3, Taf. XXVI, gezeichnet.

Die Ledermanschetten und Lederstulpe zur Dichtung werden aus eingeweichtem Leder in entsprechenden eisernen Formen gepreſst.

Die Aufstellung der Presse erfolgt entweder unmittelbar auf dem Quaderfundament, mit Cement untergossen, wie in Fig. 1 und 2 auf Taf. XXV oder auf Holzbalken über gemauertem Fundament, wie in Fig. 1, 5 und 8, Taf. XXVI, gezeichnet. Um bei hydraulischen Pressen zum Rohranschluſs gelangen zu können, wird im Fundament ein Zugang ausgespart, falls nicht das Rohr von oben eingeführt wird.

Bei der Montierung einer Presse nach Fig. 1 bis 8, Taf. XXVI, ist eine genau regulierte Wasserwage zu verwenden und der Cylinder mit aller Sorgfalt so aufzustellen, daſs seine Achse vertical, also die deshalb zur Achse senkrecht angedrehte Stirnfläche horizontal steht.

VIII. Die Accumulatoren.

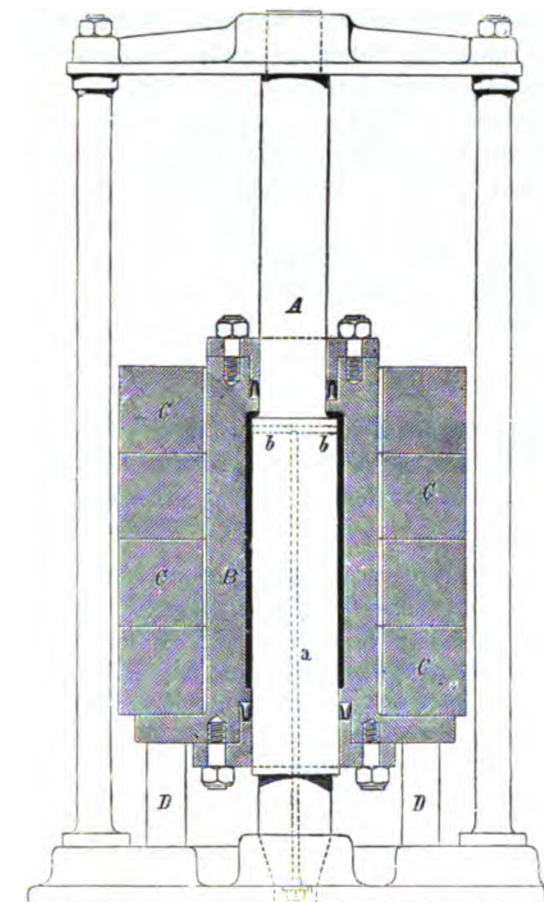
1. Zweck und Arten der Accumulatoren. Zum Betrieb hydraulischer Pressen für besondere Zwecke und von Werkzeugmaschinen, welche mit hydraulischem Druck arbeiten, sowie endlich für den Betrieb der hydraulischen Krahne in den Bessemerhütten ist es nöthig, einen Vorrath von Druckwasser anzusammeln, um im Augenblicke des Bedarfes mehr zur Verfügung zu haben, als die Pumpe bei continuierlichem Gange in der gleichen Zeit zu liefern vermöchte, aber auch um Druckwasser unter constantem Drucke zu haben. Zur Ansammlung solchen Druckwassers dienen die Accumulatoren, welche alle auf dem gleichen Principe der hydraulischen Presse beruhen, indem aus dem feststehenden Cylinder der Kolben unter entsprechender Belastung vertical aufwärts geschoben wird oder über dem feststehenden Kolben der Cylinder, um dem von der Pumpe gelieferten Druckwasser Platz zu gewähren. Ist hierbei ein gewöhnlicher Plungerkolben vorhanden, so hat man einen gewöhnlichen Accumulator; geht hingegen die feststehende Kolbenstange, welche unten in ihrer Verstärkung den Kolben repräsentiert, oben als Führungsstange durch den beiderseits offenen und durch Stopfbüchsen mit Ledermanschetten abgedichteten Kolben hindurch, so hat man einen Differenzial-Accumulator.

Differenzial-Accumulatoren werden auch zum Betrieb der als hydraulische Pressen construierten Werkzeugmaschinen angewendet. Um bei letzteren die Accumulatoren regelrecht in Betrieb zu erhalten, kommen noch besondere Vorrichtungen zur Anwendung, welche die Pumpe selbstthätig abstellen, sobald der Accumulator-Cylinder in seiner höchsten Lage anlangt, und die Pumpe wieder in Gang setzen, sobald der Accumulator-Cylinder sinkt.

2. Haupttheile der Accumulatoren. Nach dem Vorstehenden besteht der Accumulator der Hauptsache nach aus drei Theilen, dem Accumulatorcylinder, dem Kolben und dem Belastungsgewicht.

Beim gewöhnlichen Accumulator ist der nach aufwärts bewegliche Theil oben mit einem Querstück versehen, an welchem das Belastungsgewicht seine Stütze findet, welches aber zugleich an entsprechend festgestellten verticalen Schienen zur Geradführung dient, um gegen das Kippen Schutz zu gewähren.

Ein Differenzial-Accumulator ist in Fig. 122, Text, dargestellt.*) Der Differenzialkolben ist in der Fundamentplatte und im



A Differenzialkolben. *B* Accumulator-Cylinder. *C* Belastungsgewicht. *D* Hölzerne Stützen. *a* Verticaler Zu- und Abflusscanal des Druckwassers. *b* Quercanäle für den Durchgang des Druckwassers.

Fig. 122. Differenzial-Accumulator von Twedbell.

---

*) Nach dem Bericht über die Weltausstellung in Philadelphia 1876: „Hilfsmaschinen und Werkzeuge zur Eisen- und Metall-Bearbeitung" von Franz Wencelides, Wien 1877. Siehe auch Dinglers polytechnisches Journal, Bd. 229, Jhg. 1878.

oberen Querstück vertical gelagert und letzteres ruht auf zwei Säulen, die unten in der Fundamentplatte befestigt sind. Der über die Säule geschobene Accumulator-Cylinder, oben und unten durch Stopfbüchsen mit angeschraubter Brille und Ledermanschette gedichtet, trägt auf breiter angegossener Flansche das Belastungsgewicht. Letzteres besteht hier aus mehreren zweitheiligen gusseisernen Ringen. Außer Gebrauch ruht der Accumulator-Cylinder auf hölzernen Stützen, welche auch für den Fall eine elastische Unterlage bilden, als das Druckwasser dem Cylinder rasch entnommen würde und dieser somit rasch abwärts gienge.

Das Druckwasser steigt hierbei durch den in der Kolbenstange vorhandenen verticalen Canal nach aufwärts und tritt durch die oben vorhandenen Quercanäle in den Accumulator-Cylinder, um diesen zu heben, wenn die Pumpe Wasser zuführt und fließt entgegengesetzt ab, um aus dem Accumulator in die zur Verbrauchsstelle führende Rohrleitung zu gelangen.

3. **Dimensionsbestimmung.** Der maximale Wasserdruck P auf den Kolben, vermindert um die Reibungswiderstände, bedingt die Größe des Belastungsgewichtes in Hinsicht der Hebung des letzteren und umgekehrt.

Bezeichnet

p den maximalen Wasserdruck in Kilogramm pro 1 mm^2,
F die nutzbare Kolbenfläche in Quadratmillimeter,
P_1 den totalen maximalen Wasserdruck auf den Kolben in Kilogramm,
P den vom Accumulator zu überwindenden äußeren Druck oder das totale Belastungsgewicht einschließlich der mitwirkenden Accumulatortheile, in Kilogramm,

so ist

$$P_1 = F \, . \, p \qquad (340$$

und allgemein

$$P_1 = k_1 \, . \, P \qquad (341$$

wobei im Mittel geschätzt:

für gewöhnliche Accumulatoren

$$k_1 = 1{,}1 \qquad (342$$

für Differenzial-Accumulatoren

$$k_1 = 1{,}2 \qquad (343$$

hingegen ergibt sich der totale Druck P_2 des niedergehenden Accumulatorkolbens auf das Wasser

$$P_2 = k_2 \, . \, P \qquad (344$$

und somit der entsprechende Wasserdruck, welcher verfügbar ist,

$$p_2 = \frac{P_2}{F} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \quad (345$$

wobei im Mittel geschätzt:
für gewöhnliche Accumulatoren

$$k_2 = \frac{1}{1{,}1} = 0{,}9 \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \quad (346$$

für Differenzial-Accumulatoren

$$k_2 = \frac{1}{1{,}2} = 0{,}83 \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \quad (347$$

Die genaue, in Wirklichkeit erforderliche Größe des Belastungsgewichtes wird beim Betriebe selbst festgestellt und nach Erfordernis reguliert.

Im Übrigen gelten für die Dimensionsbestimmung dieselben Grundsätze wie bei den hydraulischen Pressen, wobei für die Bestimmung der Festigkeitsdimensionen der maximale Wasserdruck p in Betracht kommt.

Die Größe des Fassungsraumes des Accumulators richtet sich nach dem für die mit Druckwasser arbeitenden Maschinen erforderlichen Wasserbedarf.

4. Herstellung der Accumulatoren. Hiefür gilt unter Voraussetzung eines einseitig geschlossenen Accumulator-Cylinders alles wie bezüglich der hydraulischen Pressen. Beim Differenzial-Accumulator ändert sich nur das Gussverfahren, indem nur Dichtheit des Gusses an beiden offenen und zur Bearbeitung gelangenden Cylinderenden erforderlich ist. Im allgemeinen werden jedoch Accumulatoren nicht für sehr hohen Wasserdruck angewendet, wodurch die Gefahr des Ausschusses etwas vermindert wird. Es beträgt z. B. der Wasserdruck im Accumulator zum Betriebe von Tweddells hydraulischer Nietmaschine nur 140 *at* im Maximum.

Bei der Montierung ist von der größten Wichtigkeit, dass die Achse des Cylinders, beziehungsweise jene des feststehenden Kolbens, genau vertical steht und das Belastungsgewicht möglichst gleichförmig vertheilt ist.

Die Belastungsgewichte des Differenzial-Accumulators werden in Ringstücken gegossen und bleiben unbearbeitet. Die Accumulatoren zum Betriebe der hydraulischen Krahne in den Bessemerhütten erhalten am

beweglichen Querstück angeschraubt einen aus Eisenblech hergestellten, genieteten, doppelwandigen Cylinder mit unten abschließendem ringförmigem Boden, welcher der Belastung entsprechend mit passenden Materialien ausgefüllt wird. Die verticalen Führungsschienen hiefür werden zweckmäßig mit Passleisten versehen und auf der Hobelmaschine ausgehobelt.

Die, wie in Fig. 122, Text, angewendeten Stopfbüchsenschrauben sind gewöhnlich Stiftschrauben (Stockschrauben) und die Stopfbüchsenbrille wird mit dem Cylinder fest verschraubt.

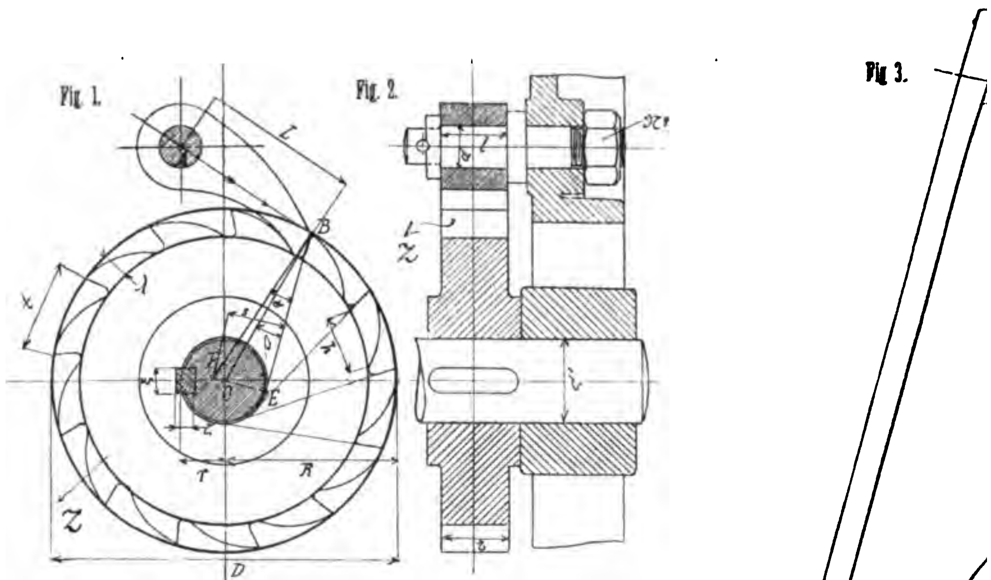
Literaturnachweis.

Bach, Die Maschinenelemente, Stuttgart.
Bach, Feuerspritzen, Stuttgart.
Bernoullis Vademecum des Mechanikers von F. Antenheimer, Stuttgart.
Blaha, Die Steuerungen der Dampfmaschinen, Berlin.
Dinglers Polytechnisches Journal, Stuttgart und Augsburg.
Fink, Theorie und Construction der Brunnen-Anlagen, Kolben- und Centrifugalpumpen 2c., Berlin.
Fliegner, Die Umsteuerungen der Locomotiven, Zürich.
Grashof, Theorie der Elasticität und Festigkeit, Berlin.
Grashof, Theoretische Maschinenlehre, Leipzig.
v. Hauer, Die Fördermaschinen der Bergwerke, Leipzig.
„Hütte“, Des Ingenieurs Taschenbuch, Berlin.
Jenny, Motoren auf der Weltausstellung in Paris 1867. Officieller Bericht, Wien.
Keller, Die Berechnung und Construction der Triebwerke, Heidelberg.
Mannlicher, Pumpen und Feuerlöschapparate. Bericht über die Weltausstellung in Philadelphia 1876, Wien.
Marin-Böck, Elemente der Maschinenlehre, Brünn.
Pechan, Über die rotierende Differenzialbremse, Wien.
Pechan, Leitfaden des Dampfbetriebes, für Dampfkesselheizer und Wärter stationärer Dampfmaschinen, sowie für Fabriksbeamte und Industrielle, Reichenberg.
Redtenbacher, Der Maschinenbau, Mannheim-Heidelberg.
Redtenbacher-Grashof, Resultate für den Maschinenbau, Heidelberg.
v. Reiche, Die Maschinenfabrication, Leipzig.
v. Reiche, Der Dampfmaschinen-Constructeur, Aachen.
v. Reiche, Versuche auf der Gewerbeausstellung in Düsseldorf.
Reuleaux, Der Constructeur, Braunschweig.
Riedler, Personen- und Lastenaufzüge und Fördermaschinen. Bericht über die Weltausstellung in Philadelphia 1866, Wien.
Riedler, Indicator-Versuche an Pumpen und Wasserhaltungs-Maschinen, München.
Rühlmann, Allgemeine Maschinenlehre, Braunschweig.
Rühlmann, Hydromechanik, Hannover.
Schaltenbrand, Der Pulsometer, Berlin.
Stühlens Ingenieur-Kalender von Friedrich Bode, Essen.
Uhland, Der praktische Maschinen-Constructeur, Leipzig.
Uhland, Skizzenbuch für den praktischen Maschinen-Constructeur, Leipzig.

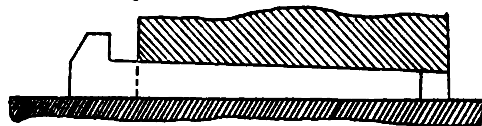
Uhland, Kalender für Maschinen-Ingenieure, Leipzig.
Weisbach-Herrmann, Lehrbuch der Ingenieur- und Maschinen-Mechanik, Braunschweig.
Weisbach-Reuleaux-Querfurth, Weisbachs Ingenieur, Braunschweig.
Wencelides, Hilfsmaschinen und Werkzeuge zur Bearbeitung der Metalle. Officieller Bericht über die Weltausstellung in Philadelphia 1876. Wien.
Werner, Theorie der Turbinen, Kreiselpumpen und Ventilatoren, Berlin.
Zeitschrift der Dampfkessel-Untersuchungs- und Versicherungs-Gesellschaft a. G., Wien.
Zeitschrift des österreichischen Ingenieur- und Architekten-Vereins, Wien.
Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure.

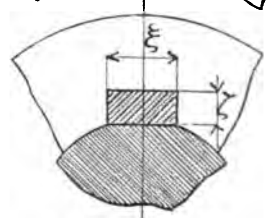
Druck von Gebrüder Stiepel in Reichenberg.



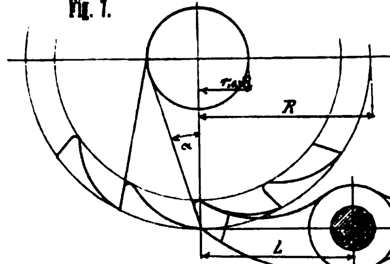


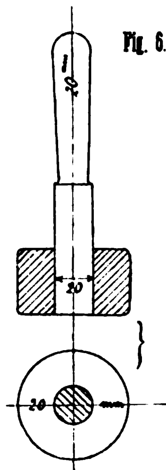
SPERRAD UND SPERRKEGEL.
(Fig. 1 bis 5.)



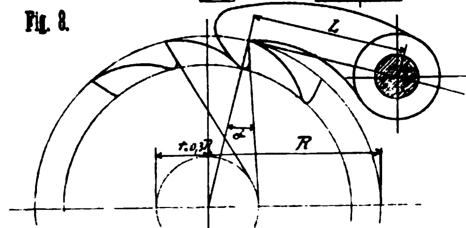


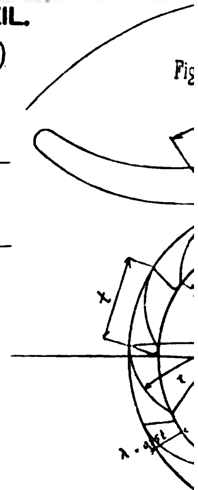
NASENKEIL.
(Fig. 11 bis 13.)





KALIBERMASS.





BESONDERE SPERRKEGELANORDNUNGEN.
(Fig. 7 und 8.)

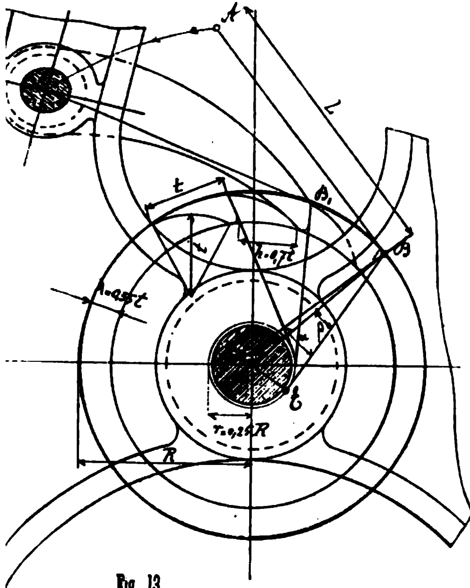


Fig. 4.

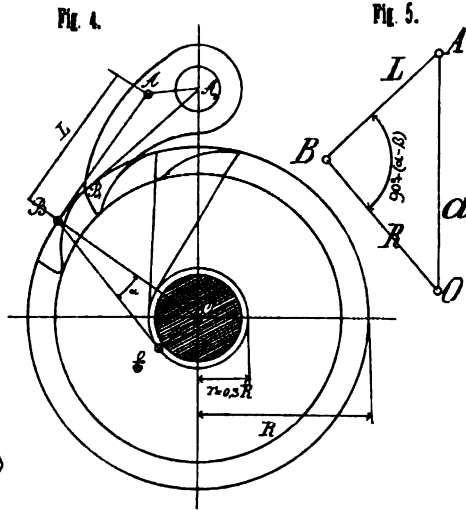


Fig. 5.

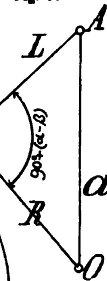


Fig. 13.

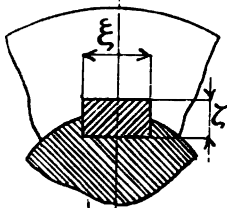
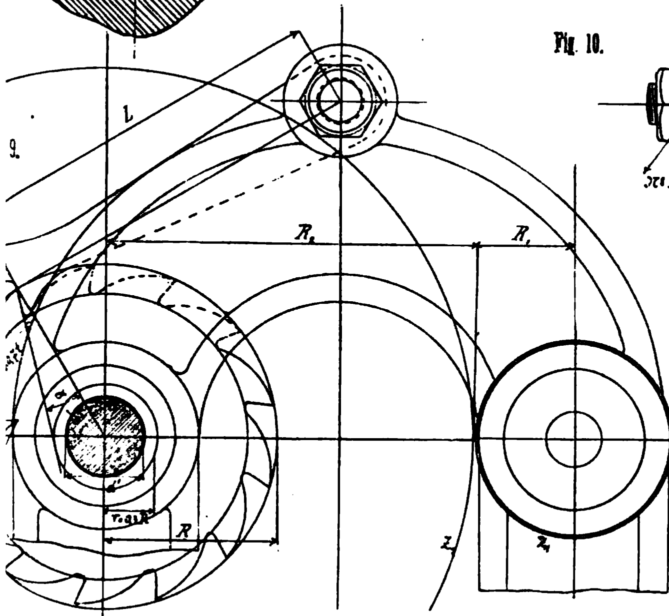
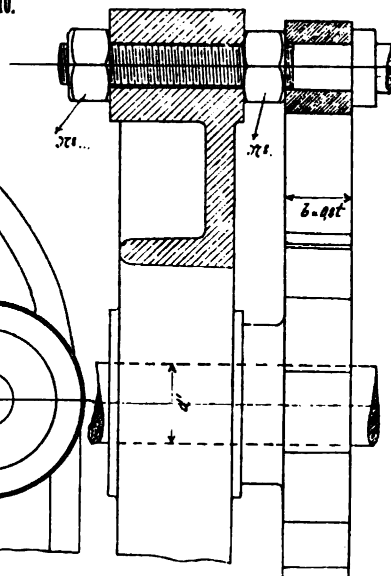


Fig. 14.



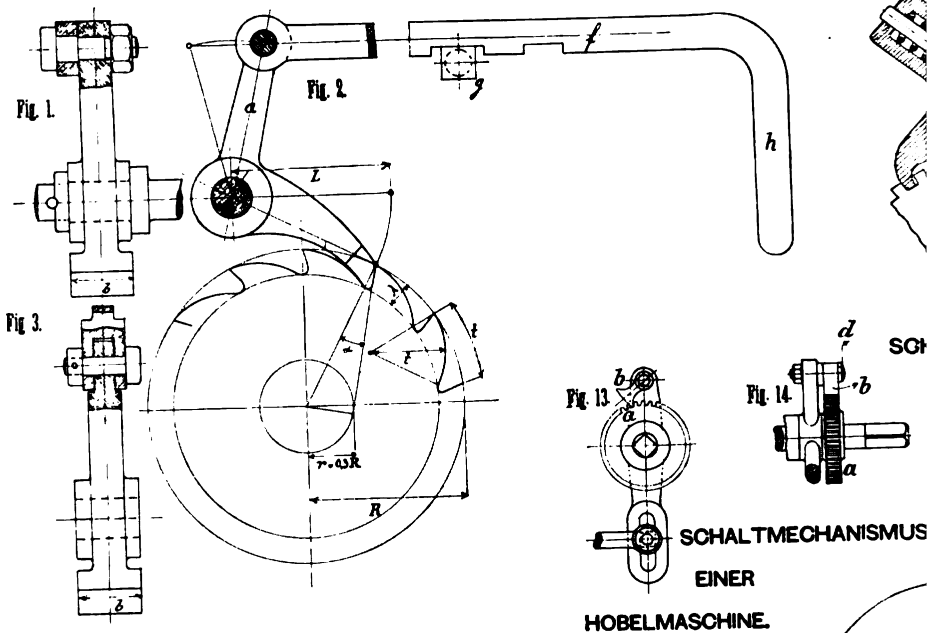
Fig. 10.





SPERRWERK einer Bauwinde mit doppelter Räderübersetzung.

(Fig. 9 und 10.)



SPERRKEGEL MIT AUSRÜCKVORRICHTUNG.
(Fig. 1 bis 3.)

a Hebelarm des Sperrkegels.
f Ausrückschiene.
g Anschlag zur Festellung der letzteren.
h Handgriff dazu.

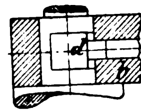
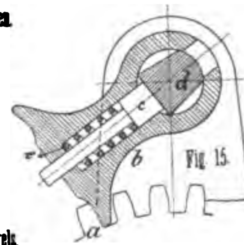


Fig. 10.

a Sperrad.
b Sperrkegel.
c Klemmstift.
d Drehzapfen des Sperrkegels.
e Spiralfeder.
f Steuerungsexcenter.
g Bohrspindel.
h Steuerhebel oder Schlitzhebel.
c Handhebel oder Ratschenhebel.



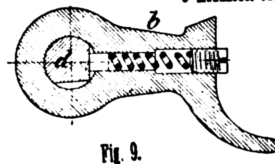


Fig. 9.

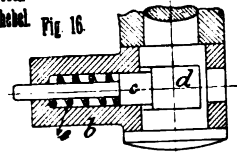
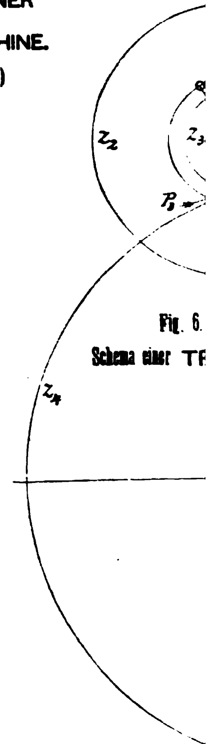
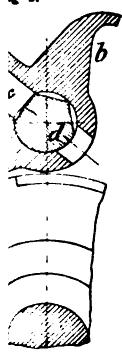


Fig. 16.



ig. 17.



TMECHANISMUS
EINER
APINGMASCHINE.
(Fig. 16 und 17.)

Fig. 4.

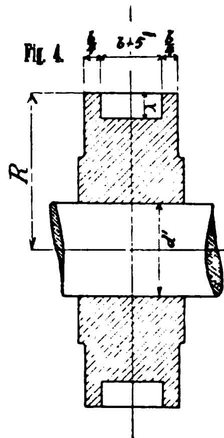
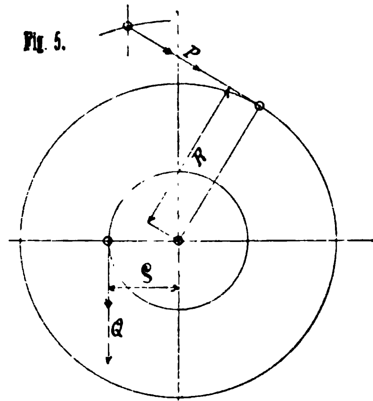


Fig. 5.



SPERRAD MIT SEITENSCHEIBEN.

P Stützendruck des Sperrkegels.
Q Last am Trommelhalbmesser.

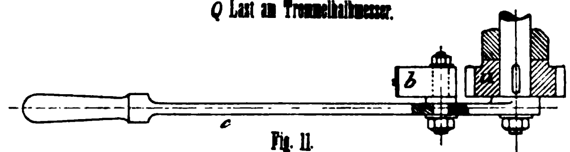


Fig. 11.

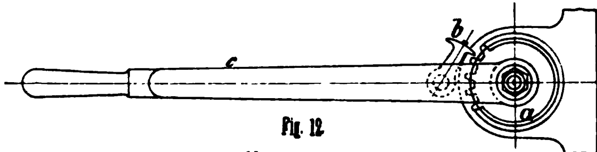
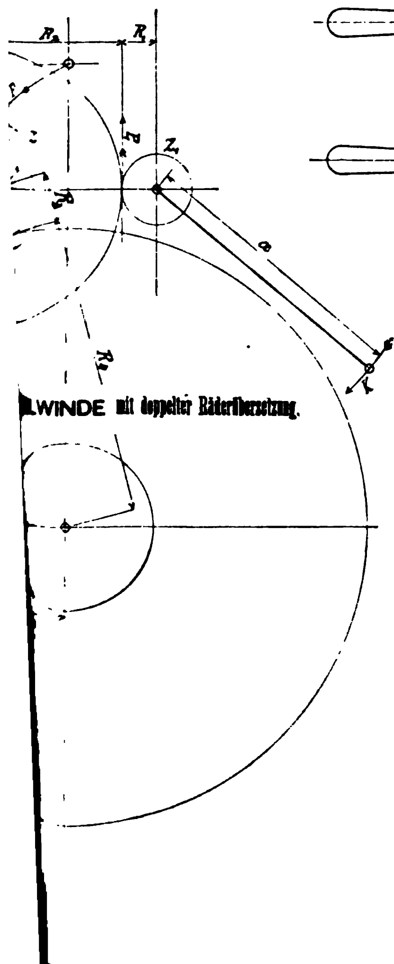


Fig. 12.

RATSCHE FÜR HANDVORSCHUB.

(Fig. 11 und 12.) 1/10 Ng.



WINDE mit doppelter Räderübersetzung.

SCHALTMECHANISMUS EINER BOHRMASCHINE.

(Fig. 7 bis 10.)

Fig. 7.

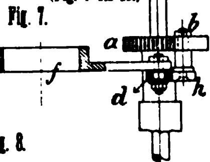
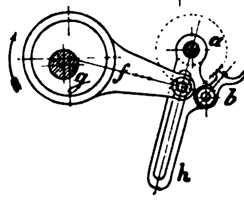
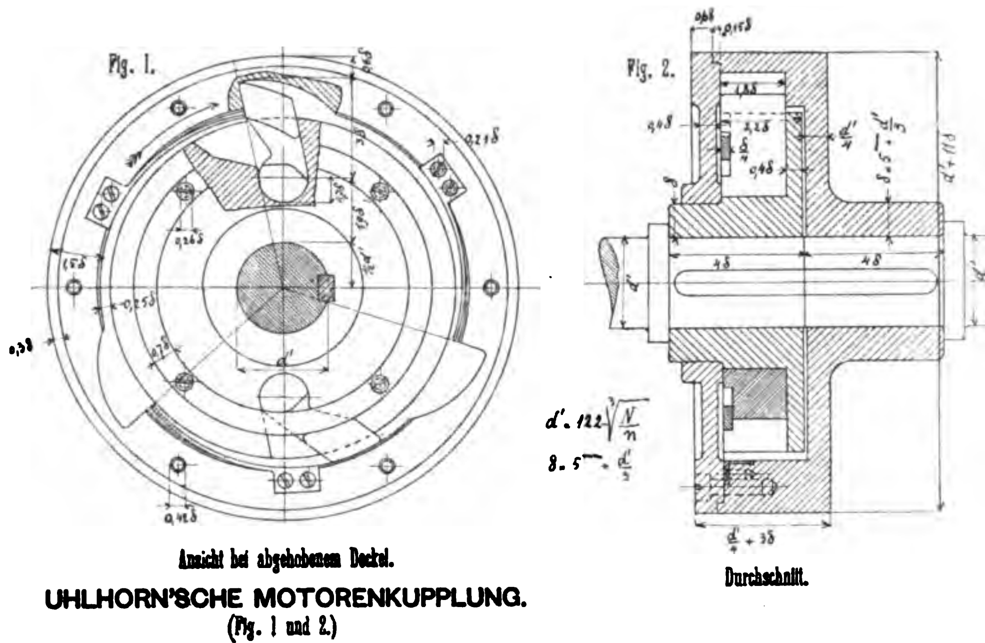


Fig. 8.







Ansicht bei abgehobenem Deckel.

UHLHORN'SCHE MOTORENKUPPLUNG.

(Fig. 1 und 2.)

POUYER'SCHE MOTORENKUPPLUNG.

(Fig. 3 bis 5.)

Fig. 3.
Ansicht.

Fig. 4.
Durchschnitt.

$d' = 122\sqrt[3]{\frac{N}{n}}$

$\delta = 5^{mm} + \frac{d'}{5}$

$z = 3^{mm} + 0{,}25\,d'$

$z_1 = 3^{mm} + 0{,}15\,d'$

$e = 5^{mm} + 0{,}1\,d'$

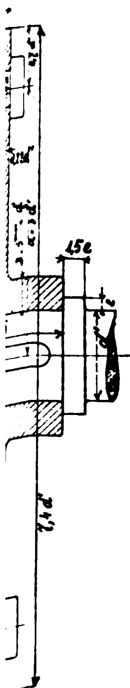


Fig. 6.

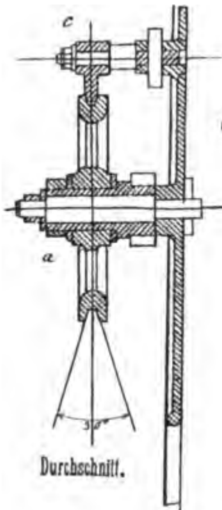


Fig. 7.

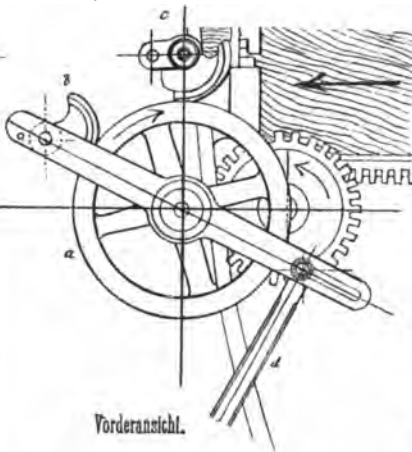
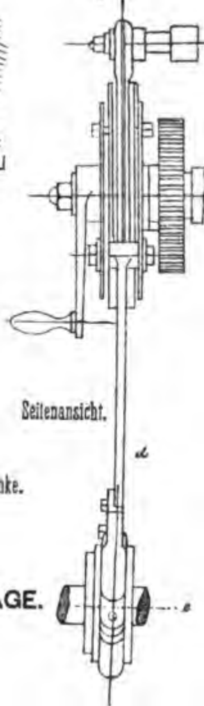


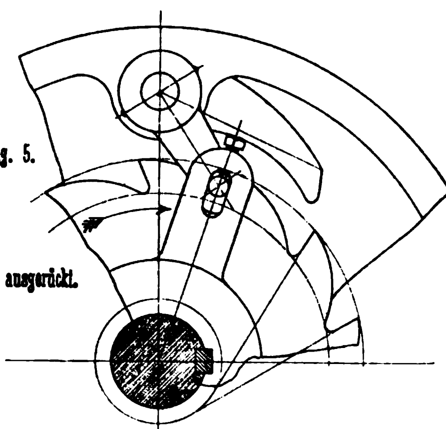
Fig. 8.



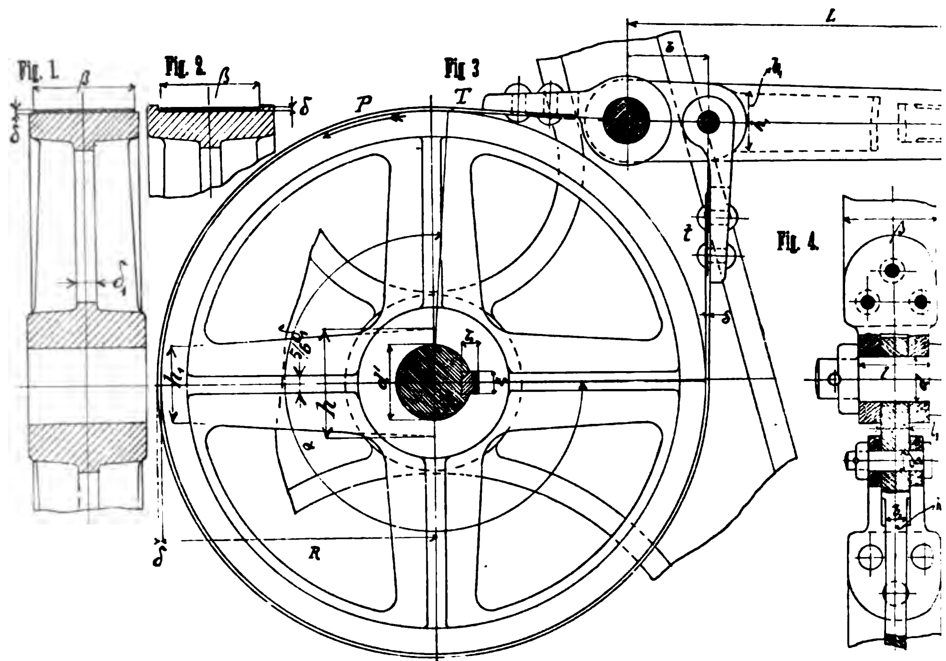
a Schaltrad. *b* Schaltklinke. *c* Hemmklinke.
d Excenterstange. *e* Antriebwelle.

SCHALTMECHANISMUS EINER GATTERSÄGE.
(Fig. 6 bis 8.)
(Worssam's Breitsäge.)

Fig. 5.

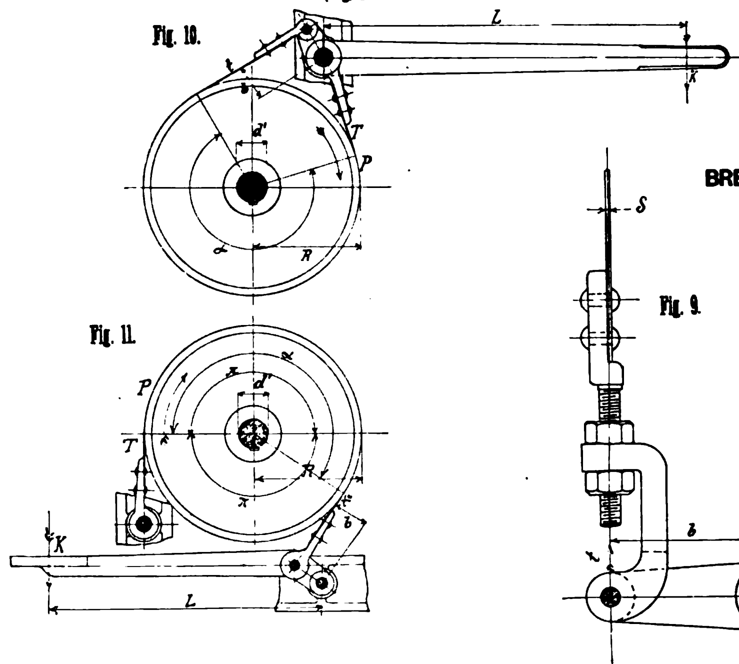


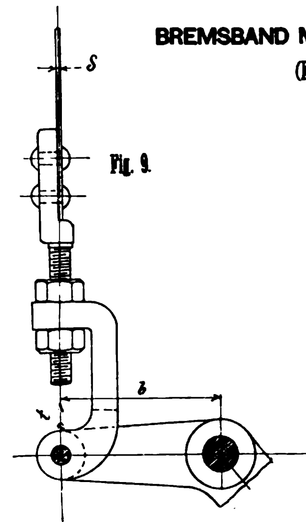
Sperrkegel ausgerückt.

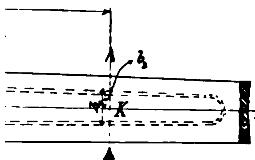


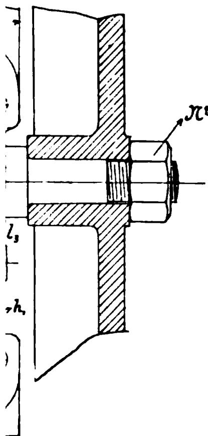
EINSEITIG GESPANNTE BANDBREMSE.
(Fig. 1 bis 4 und 10 bis 11.) ¼ Ng.

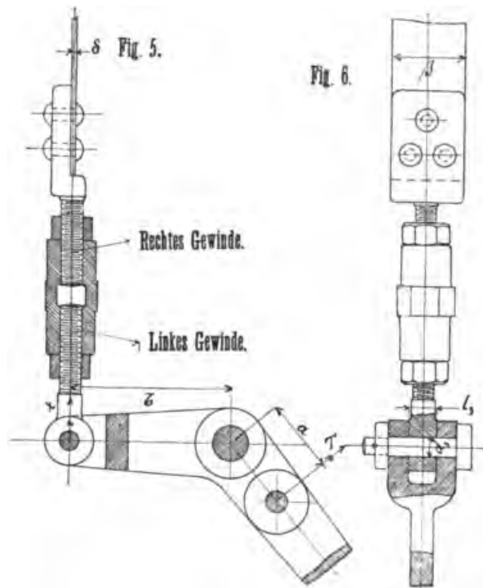
BREMSBAND MIT CH
(Fig. 12 und 1





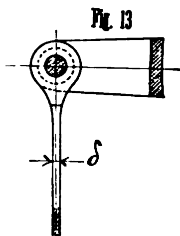






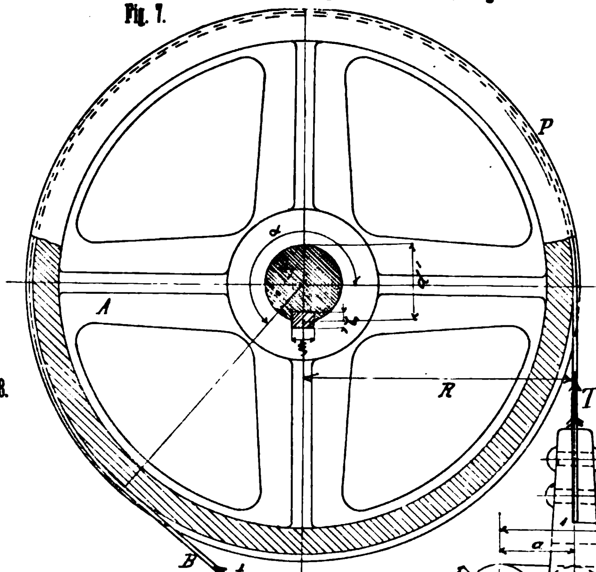
SPANNVORRICHTUNG ZUR DIFFERENZIALBREMSE.

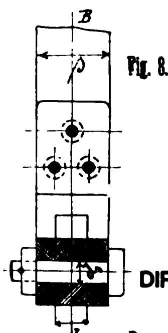
(Fig. 5, 6 und 9.) 1/4 Ng.

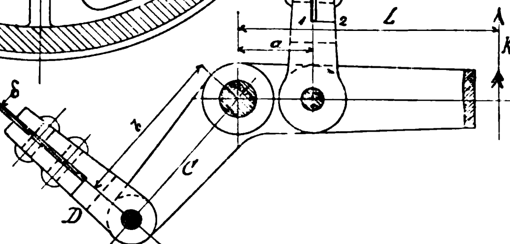


ARNIERAUGE.

3.)







DIFFERENZIALBREMSE.

(Fig. 7 und 8.) 1/4 Ng.

A Bremsscheibe. *B* Bremsband. *C* Bremshebel.
D Charnierstück mit ganzer oder bei 1, 2 getheilter Zange.

Fig. 1.

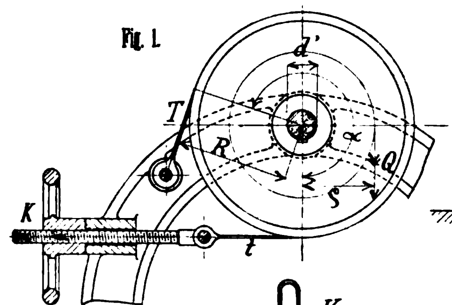
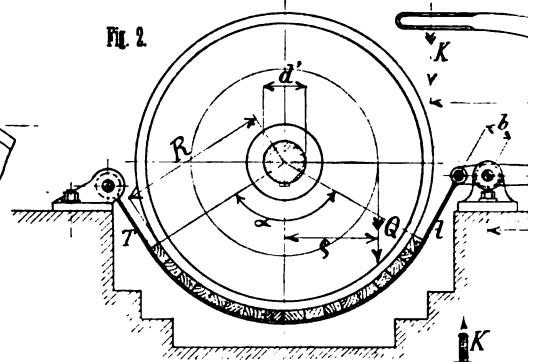


Fig. 2.



EINSEITIG GESPANNTE BANDBREMSE.

(Fig. 1 und 2.)

Fig. 3.

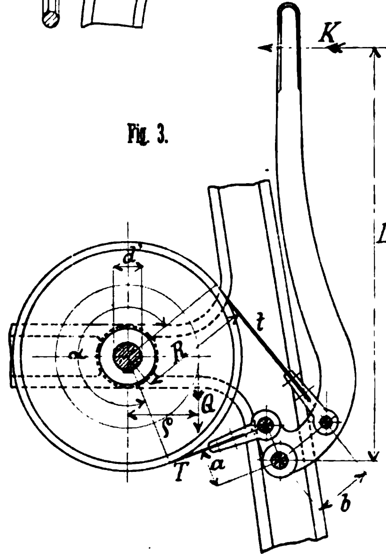


Fig. 4.

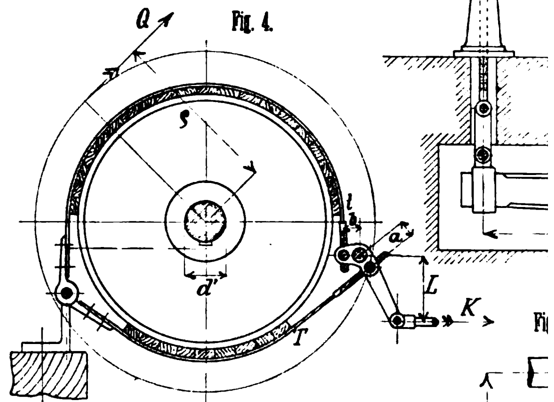
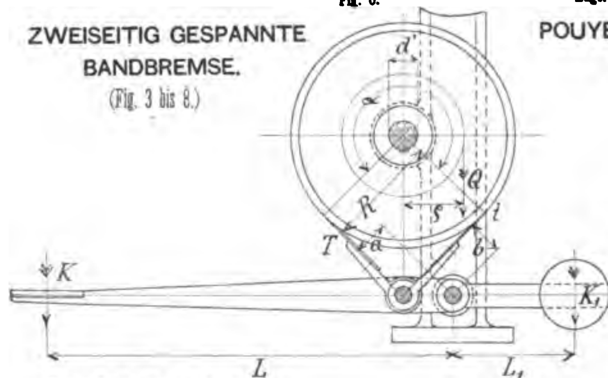


Fig. 8.



ZWEISEITIG GESPANNTE BANDBREMSE.

(Fig. 3 bis 8.)

DIFFERENZIALBREMSE

als Lösungsbremse.

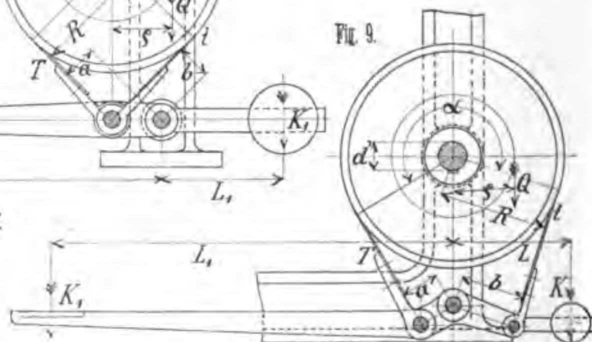
(Fig. 9.)

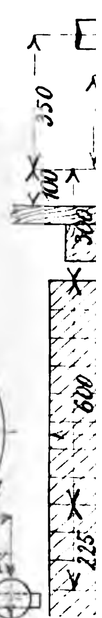
Lagerstuhl sammt Fundament für eine

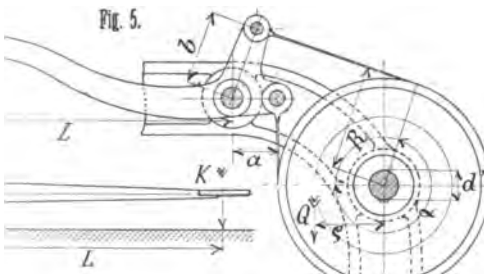
POUYER'SCHE MOTOREN-KUPPLUNG.

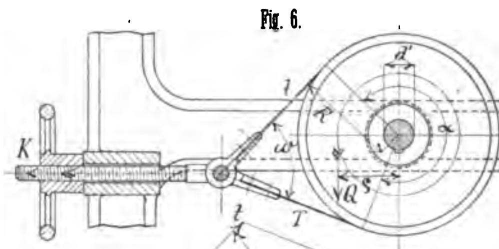
(Fig. 11 bis 15.)

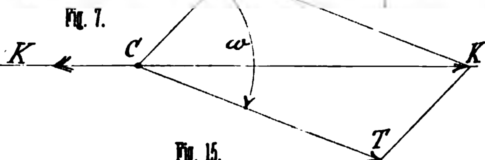
Fig. 9.





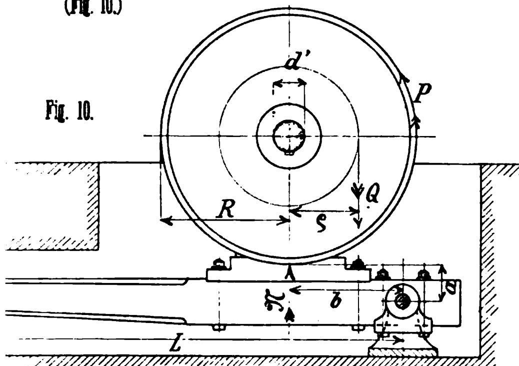


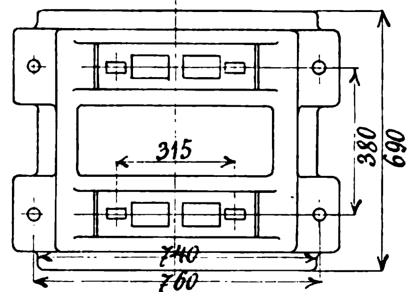


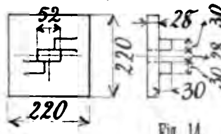


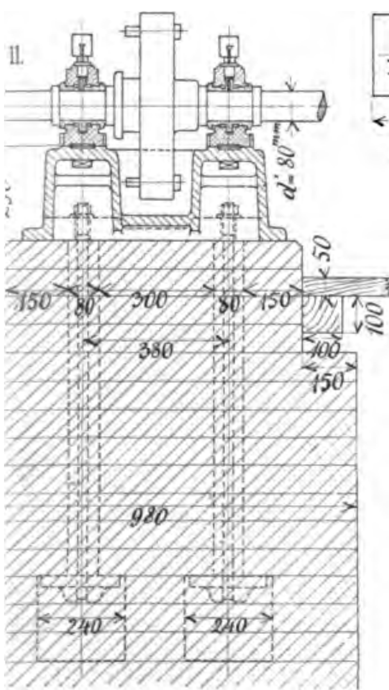
BACKENBREMSE

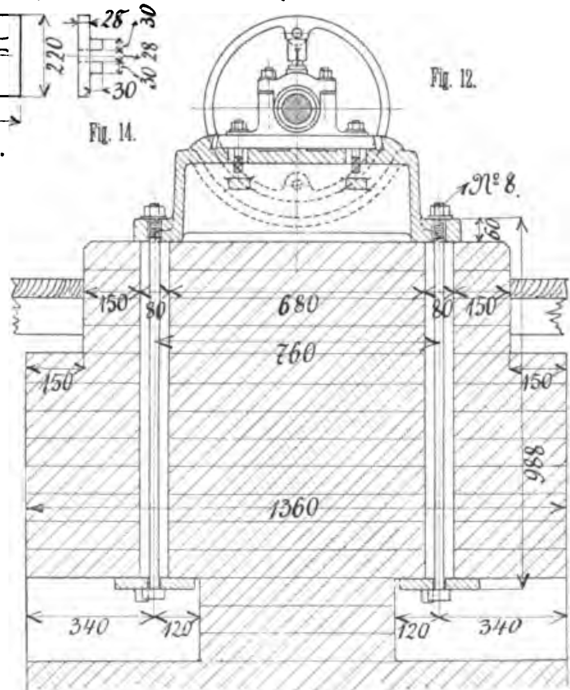
(Fig. 10.)

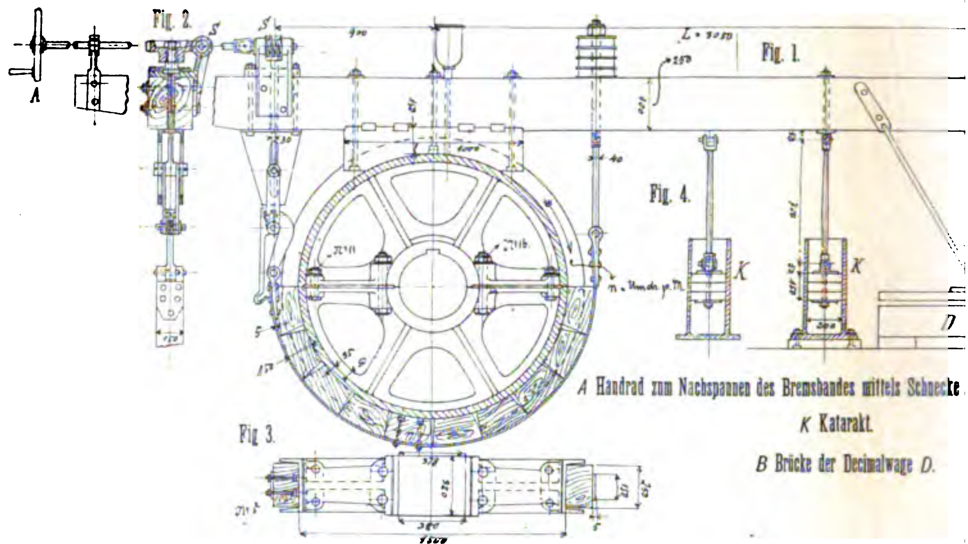






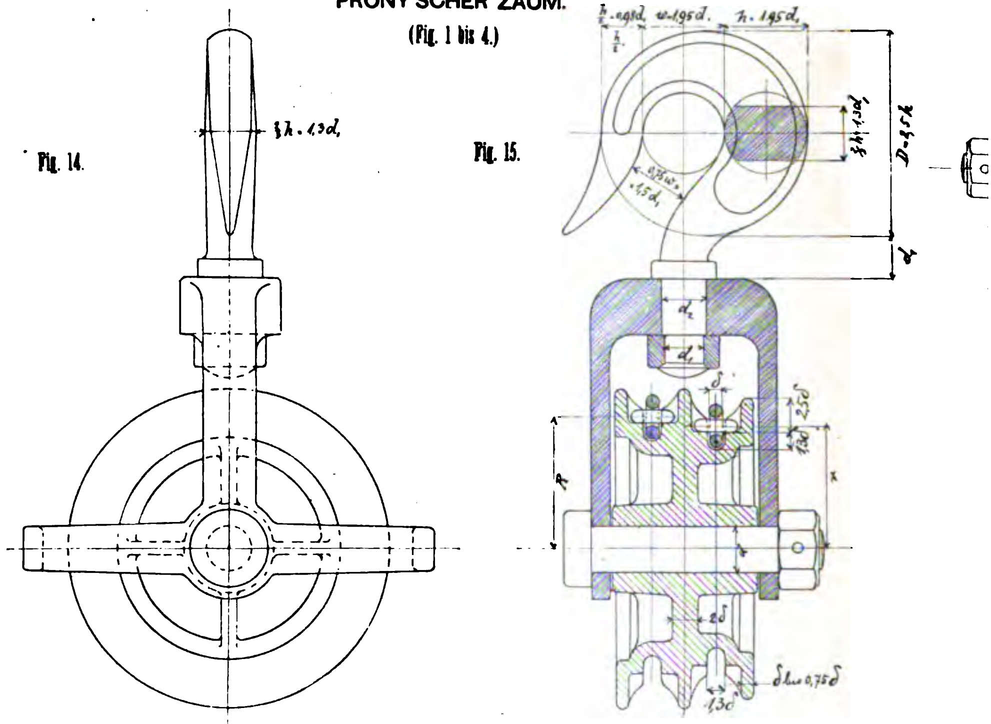






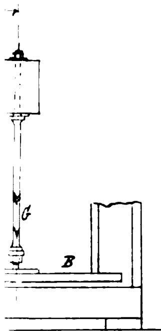
PRONY'SCHER ZAUM.

(Fig. 1 bis 4.)



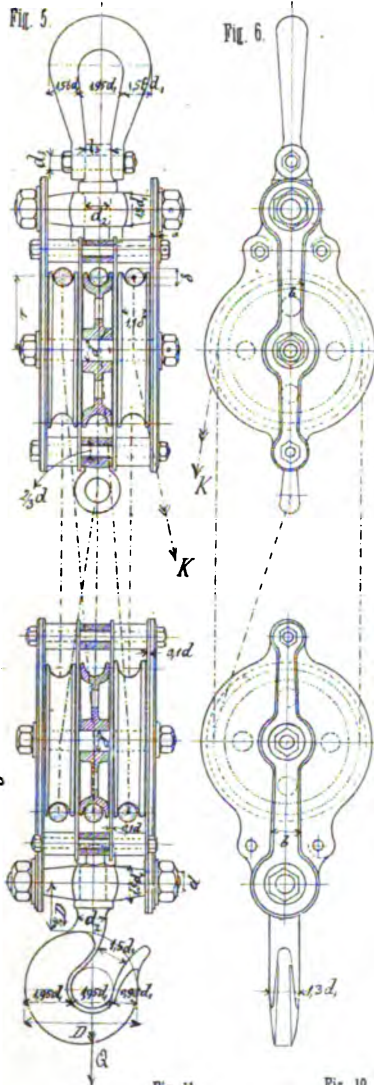
DIFFERENZIALFLASCHENZUG NACH WESTON's PATENT.

(Fig. 14 bis 16.)



S und Schneckenrad.

SEILFLASCHENZUG.
(Fig. 5 und 6.)



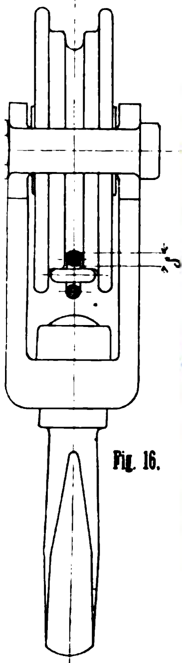
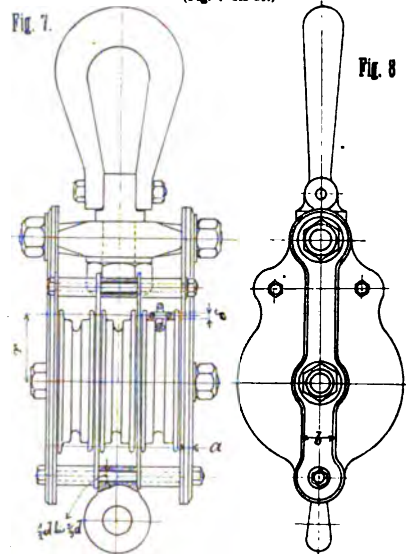
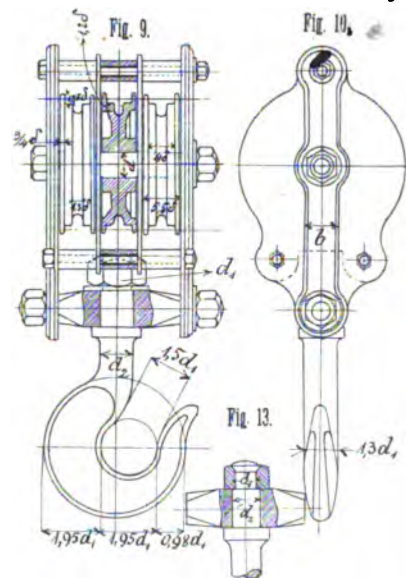
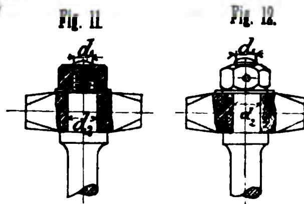


Fig. 16.

KETTENFLASCHENZUG.
(Fig. 7 bis 10.)



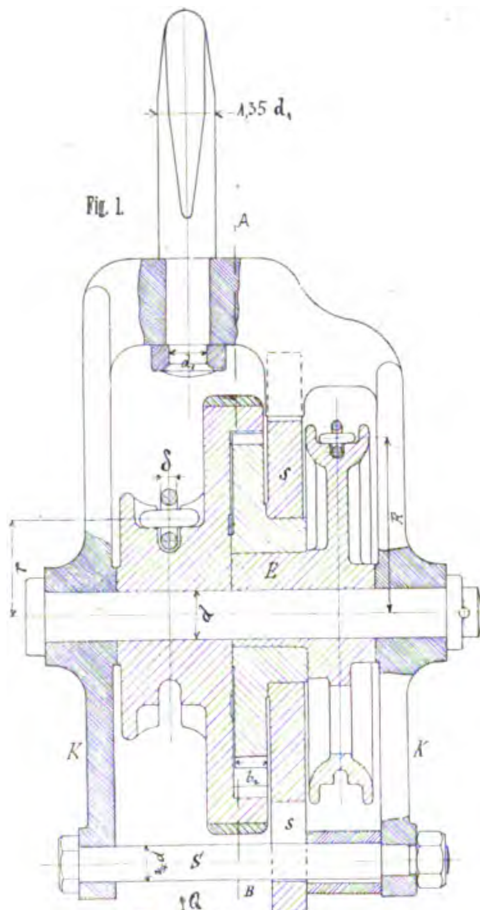




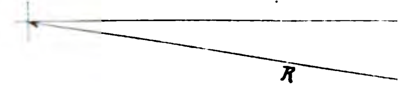
Details der HAKENBEFESTIGUNG.
(Fig. 11 bis 13.)

89090511809

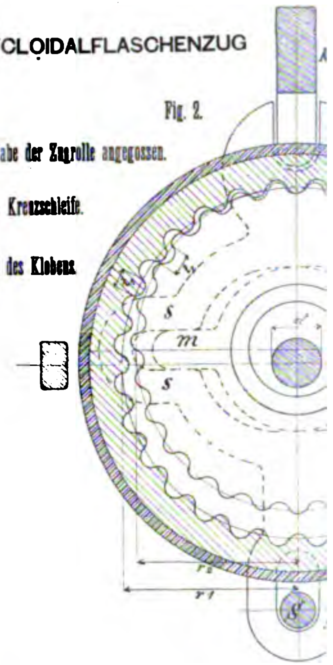


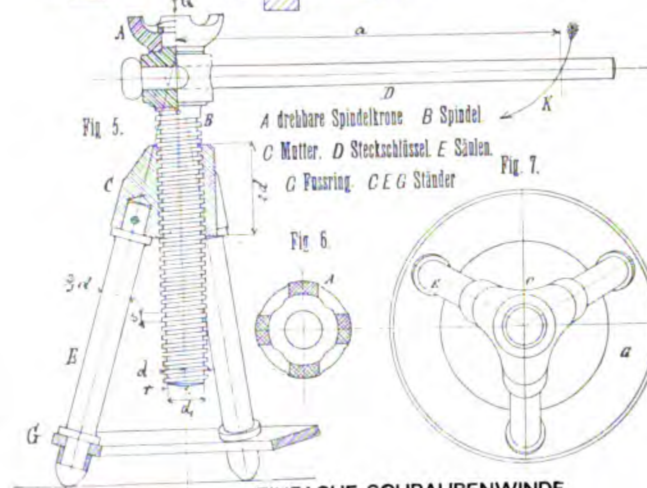


ZAHNDIMENSIONEN.



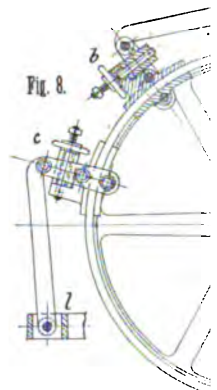
EPICYCLOIDALFLASCHENZUG





EINFACHE SCHRAUBENWINDE.

(Fig. 5 bis 7.)



SCHALTMECHANISI

nach Ausführung der Ottakringer

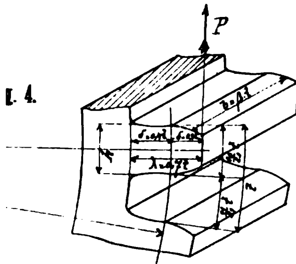


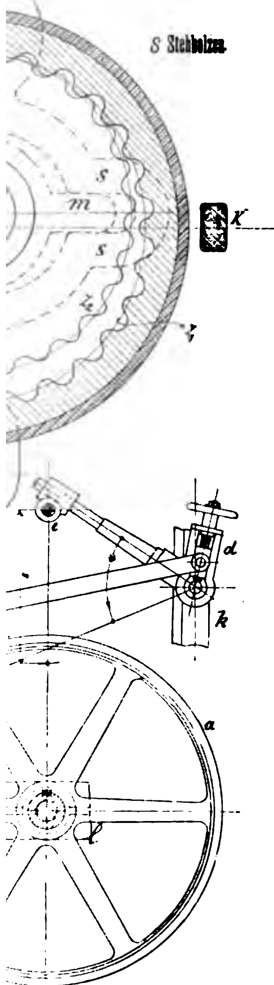
Fig. 3.

NACH EADE'S PATENT.

(Fig. 1 bis 3.) 1/4 Ng.

m m Führungslappen am aussen verzahnten Rade r_2 angegossen.

S Stehbolzen.



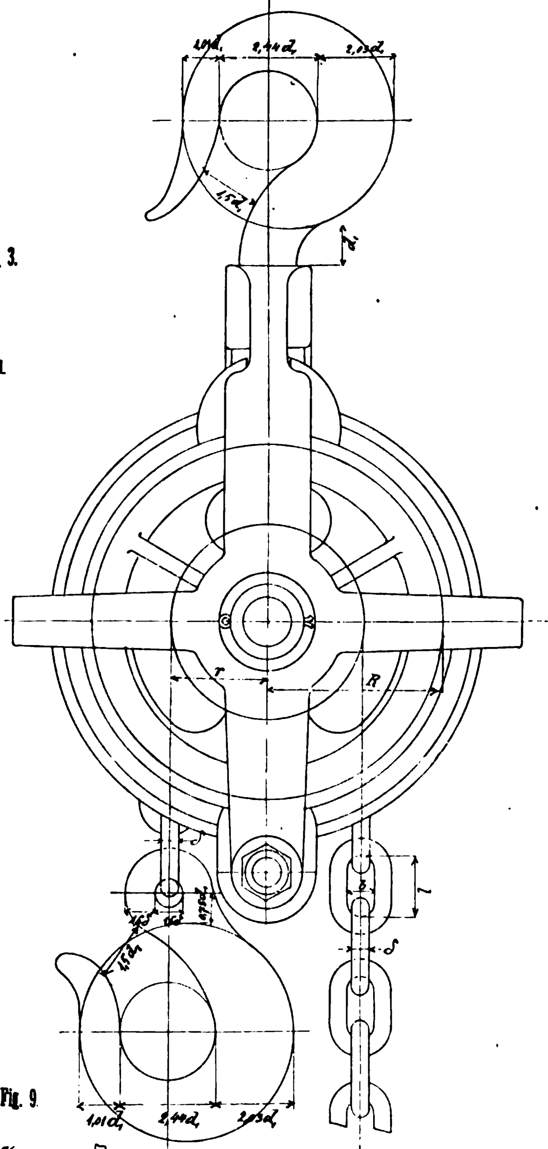


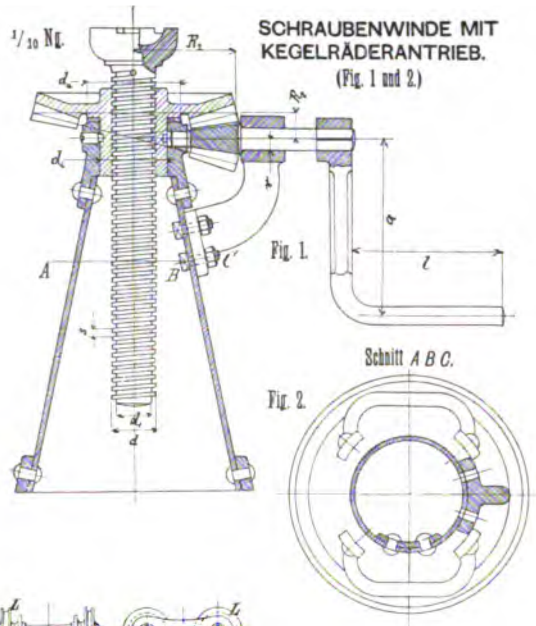
Fig. 9.

a Schaltrad oder Steuerscheibe.
b Schalt-Klemmbacken.
c Hemm-Klemmbacken.
d Steuerhebel.
e Stirnzapfen am Gatterrahmen.
g Steuergetriebe, lose drehbar am Bolzen *h*.
k Gatterständer.
l l am Gatterständer angeschraubte Lager.
s Hub des Gatterrahmens.

IUS EINER GATTERSÄGE

Eisengiesserei und Maschinenfabrik in Wien.

(Fig. 8 und 9.)



SCHRAUBENWINDE MIT KEGELRÄDERANTRIEB.

(Fig. 1 und 2.)

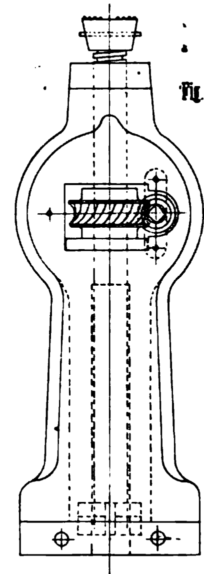


Fig. 5. Ansicht.

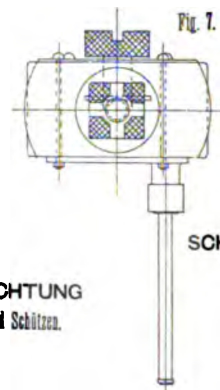
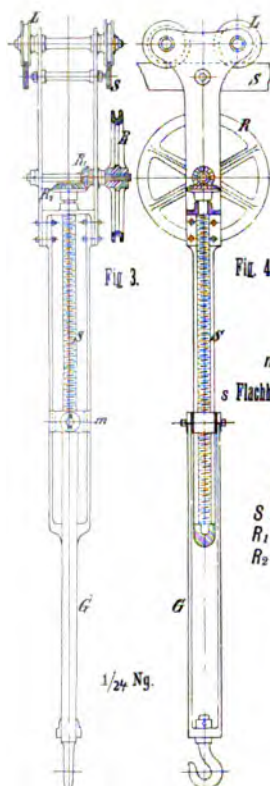


Fig. 7. Draufsicht.

SCHRAUBENW



m Mutter.
s Flachgängige Schraubenspindel.
G Gehänge.
L Laufrolle.
R Seilscheibe.
S Flacheisenschienen.
R_1 R_2 Räderübersetzung.

1/24 Ng.

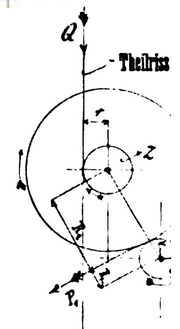
HÄNGENDE SCHRAUBENWINDE mit Kegelräder und Seilscheibe.

(Fig. 3 und 4.)

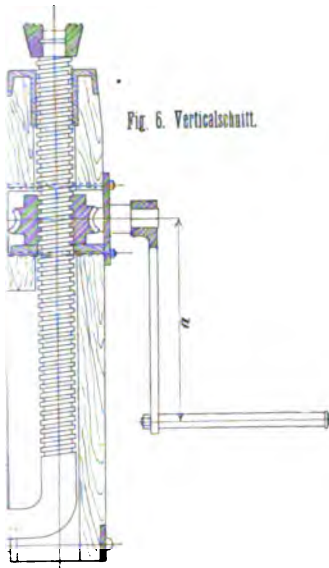
ZUGVORRICHTUNG

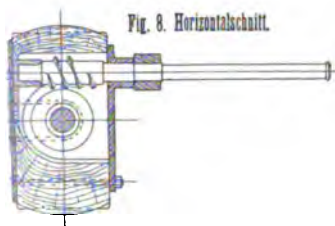
für Schleussen und Schützen.

Fig. 14.



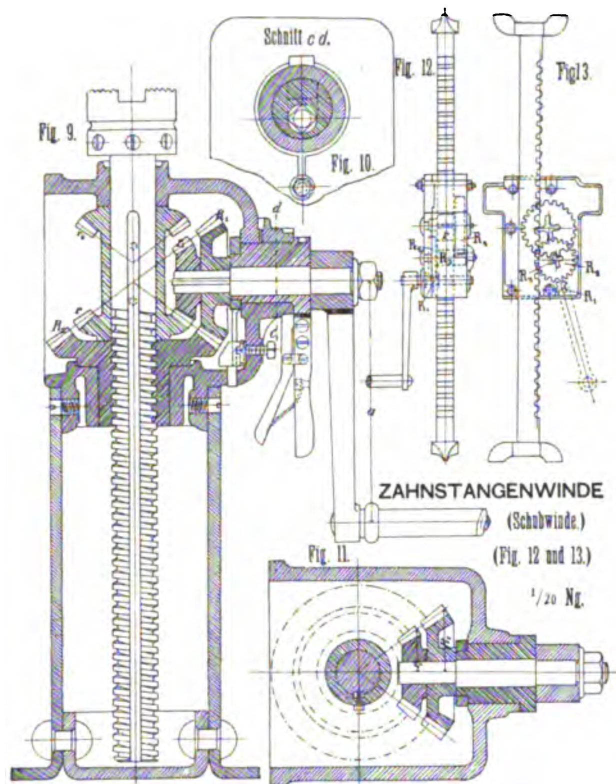
Räderschema zur ZAHNS





INDE MIT SCHNECKENANTRIEB.

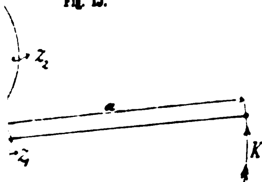
(Fig. 5 bis 8.) 1/10 Ng.



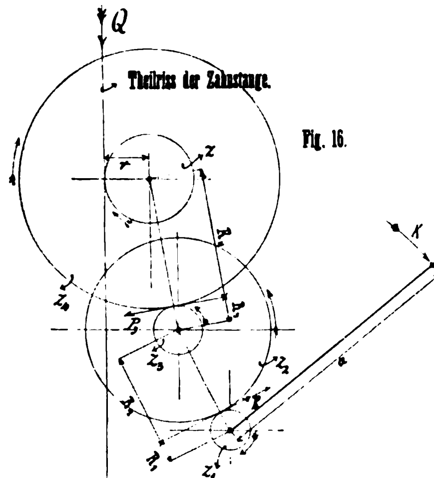
DIFFERENZIAL-SCHRAUBENWINDE.

(Fig. 9 bis 11.) 1/8 Ng.

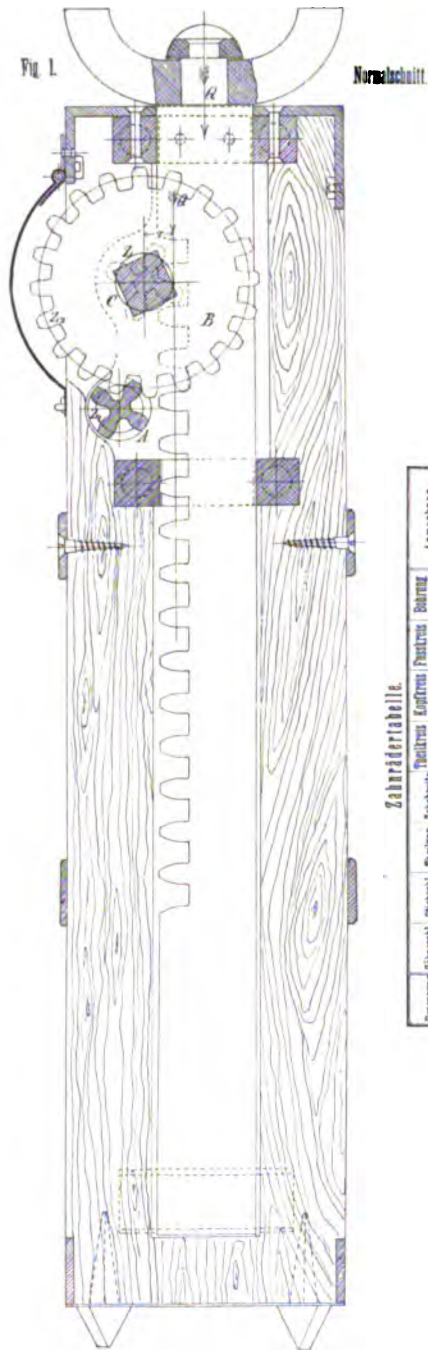
der Zahnstange.



ANGENWINDE mit einfacher Räderübersetzung.



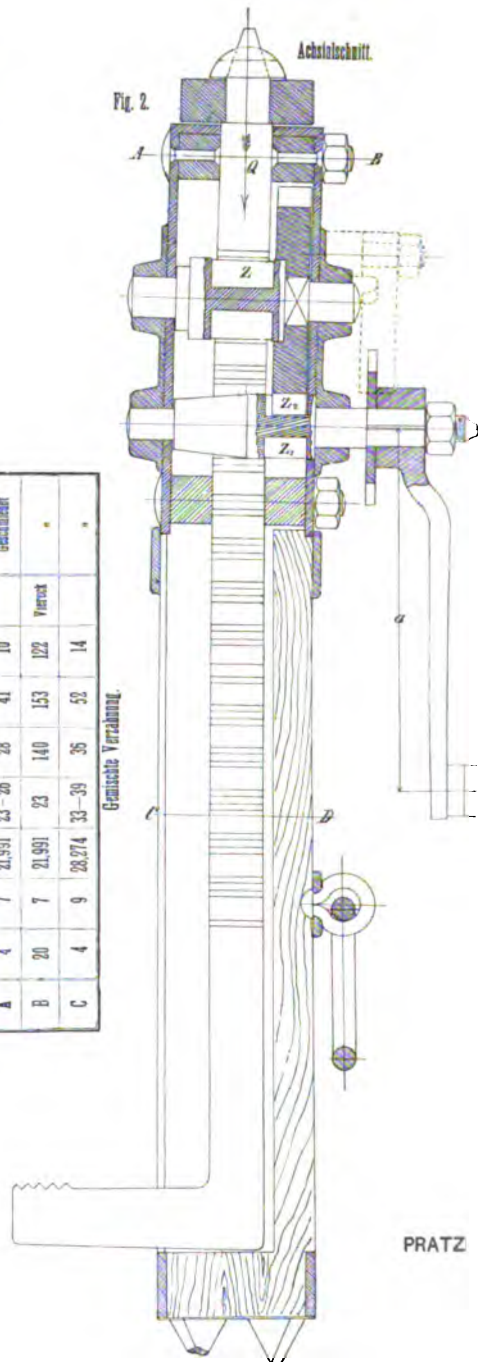
Räderschema zur ZAHNSTANGENWINDE mit doppelter Räderübersetzung.



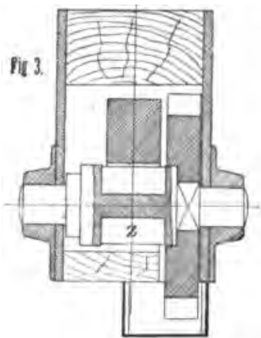
Zahnrädertabelle.

Benennung	Zähnezahl	Stichzahl	Theilung	Zahnbreite	Theilkreis	Kopfkreis	Fusskreis	Bohrung	Anmerkung
					Durchmesser				
A	4	7	21,991	23–26	28	41	10		Geschmiedet
B	20	7	21,991	23	140	153	122	Viereck	"
C	4	9	28,274	33–39	36	52	14		"

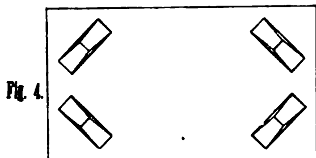
Gemischte Verzahnung.



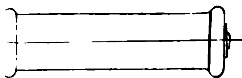
PRATZ

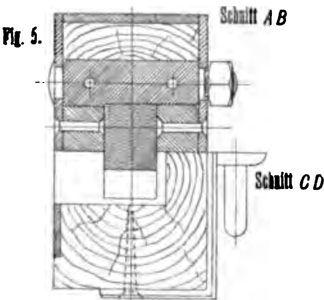


Horizontalschnitt durch das Zahnstangengetriebe.

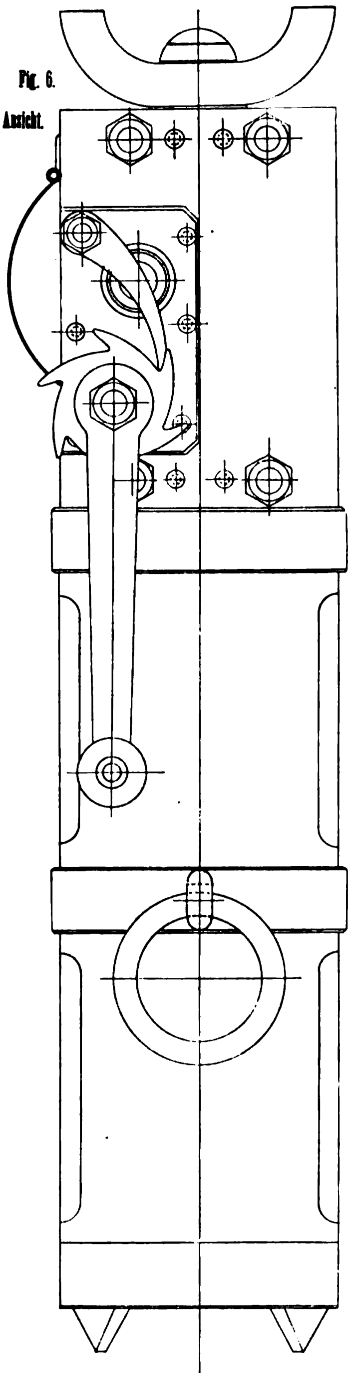


Drunteransicht des Fusses.





Horizontalschnitt durch die Zahnstangenführung.



NWINDE MIT EINFACHER RÄDERÜBERSETZUNG

(Fig. 1 bis 6.) 1/4 Ng.

Fig. 1

BAUWI

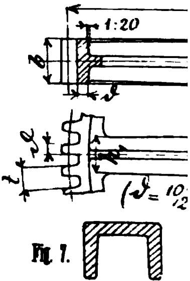
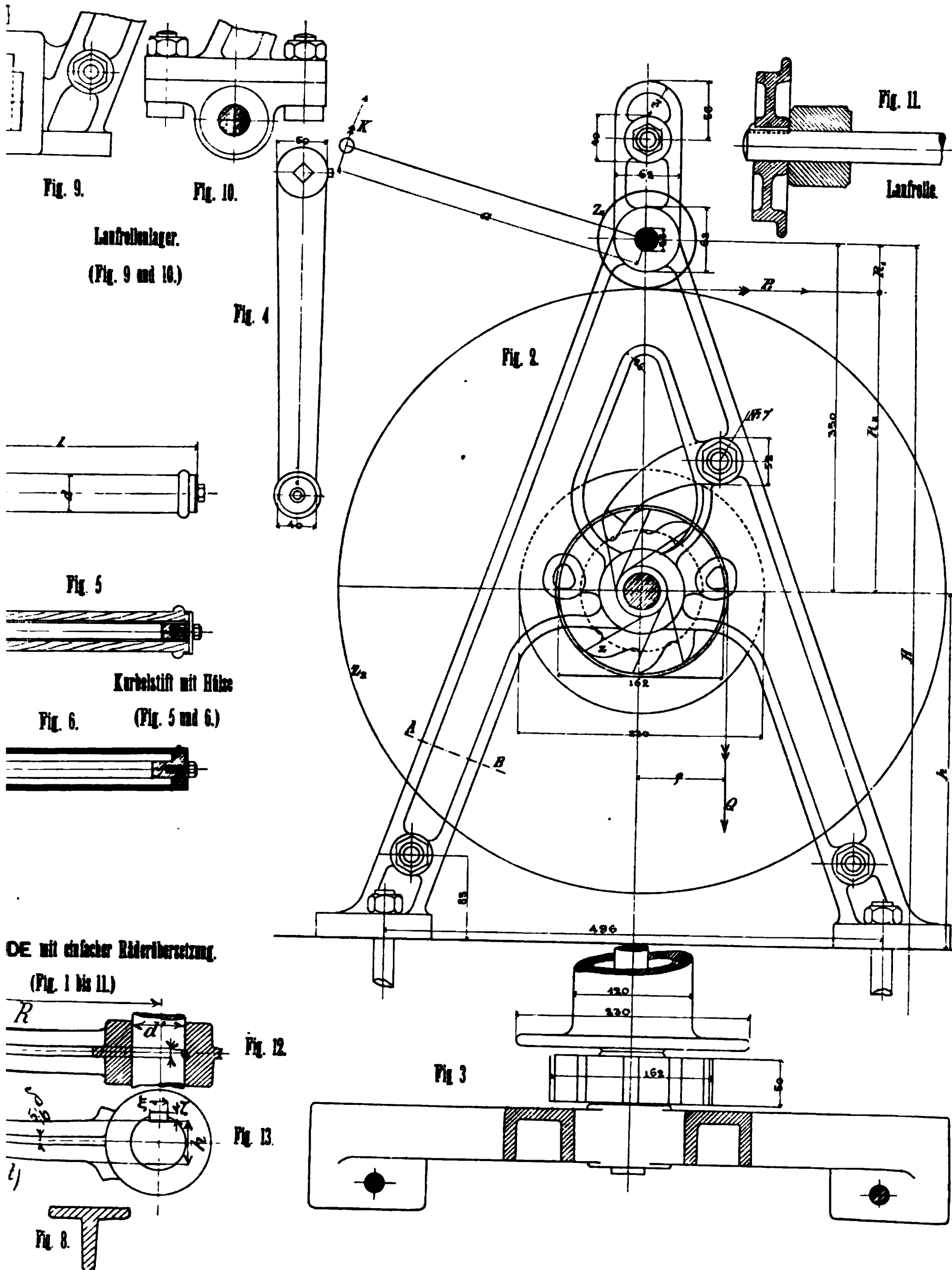


Fig. 7.

Zahnrädertabelle.

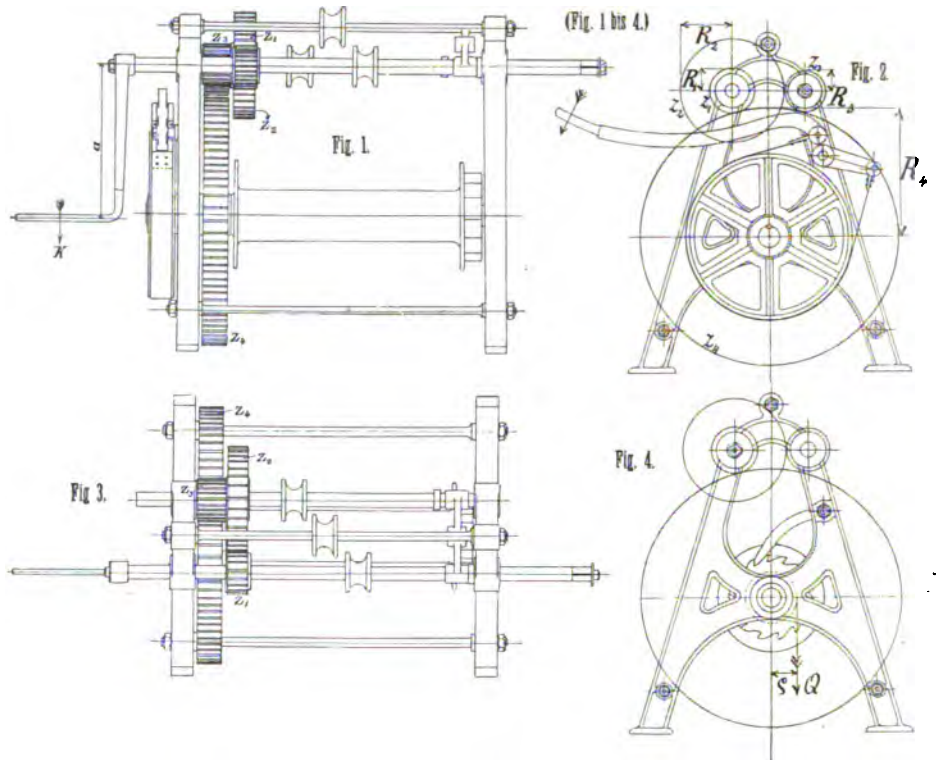
Benennung	Zähnezahl	Stichzahl	Theilung	Zahnbreite	Theilkreis	Kopfkreis	Fusskreis	Bohrung	Anmerkung
					Durchmesser				
A	13	8	25,133	50	104	119	84	28	
B	76	8	25,133	50	608	623	588	36	
C	11	16	50,265	50	176	176	140	36	Sperrad

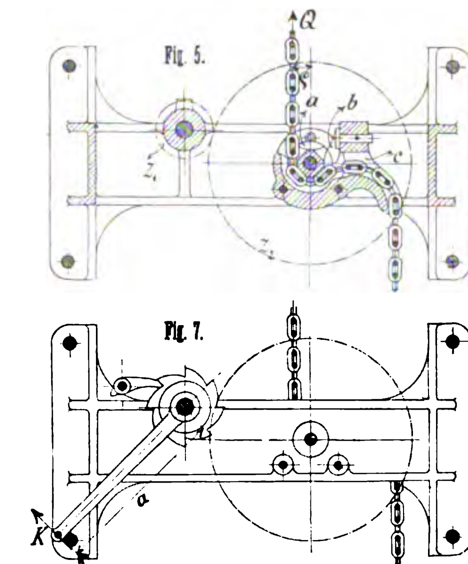
A und *B* mit Cycloidenverzahnung.


Fig. 9.
Fig. 10.
Laufrollenlager.
(Fig. 9 und 10.)
Fig. 4
Fig. 2.
Fig. 11.
Laufrolle.
Fig. 5
Kurbelstift mit Hülse
Fig. 6.
(Fig. 5 und 6.)
DE mit einfacher Räderübersetzung.
(Fig. 1 bis 11.)
Fig. 12.
Fig. 13.
Fig. 3
Fig. 8.
496
420
330
162
350

BAUWINDE mit doppelter Räderübersetzung.

(Fig. 1 bis 4.)

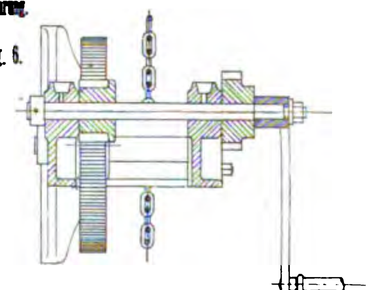


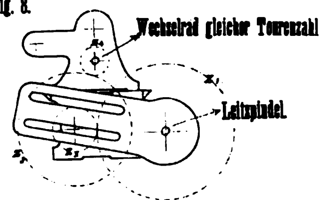


FRANZÖSISCHE BAUWINDE.

(Fig. 5 bis 7.)

a Kettenrad.
b Abstreifer.
c Führung.

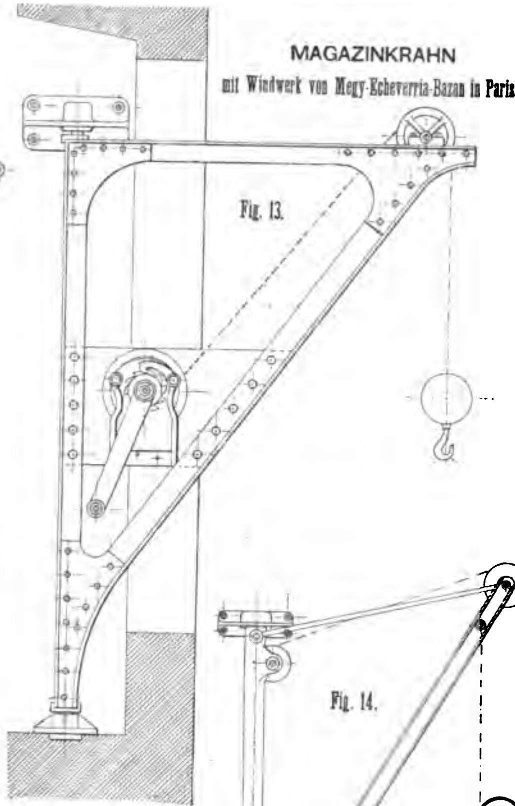


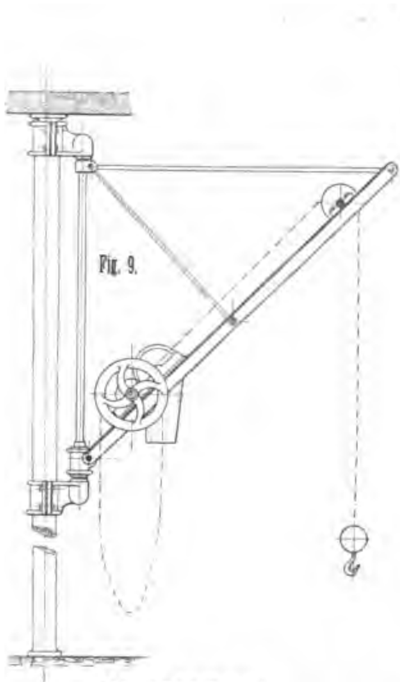


Anordnung der Wechselräder zum Schraubenschneiden.

MAGAZINKRAHN

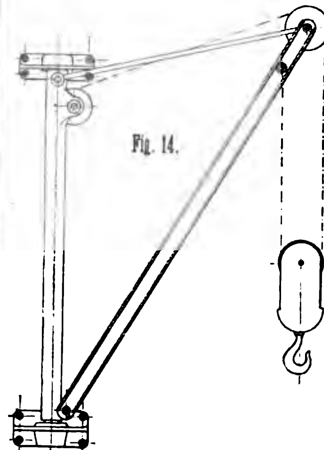
mit Windwerk von Megy-Echeverria-Bazan in Paris.

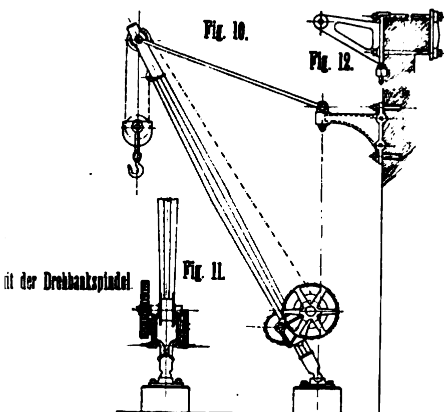




MAGAZINKRAHN

mit an einer Säule montirten Lagern von Megy-Echeverria-Bazan in Paris.

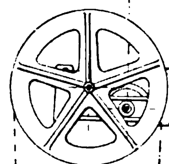


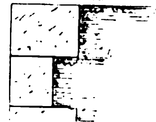


MAGAZINKRAHN OHNE SÄULE

nach Ausführung der österreichischen Nordwestbahn in Wien.

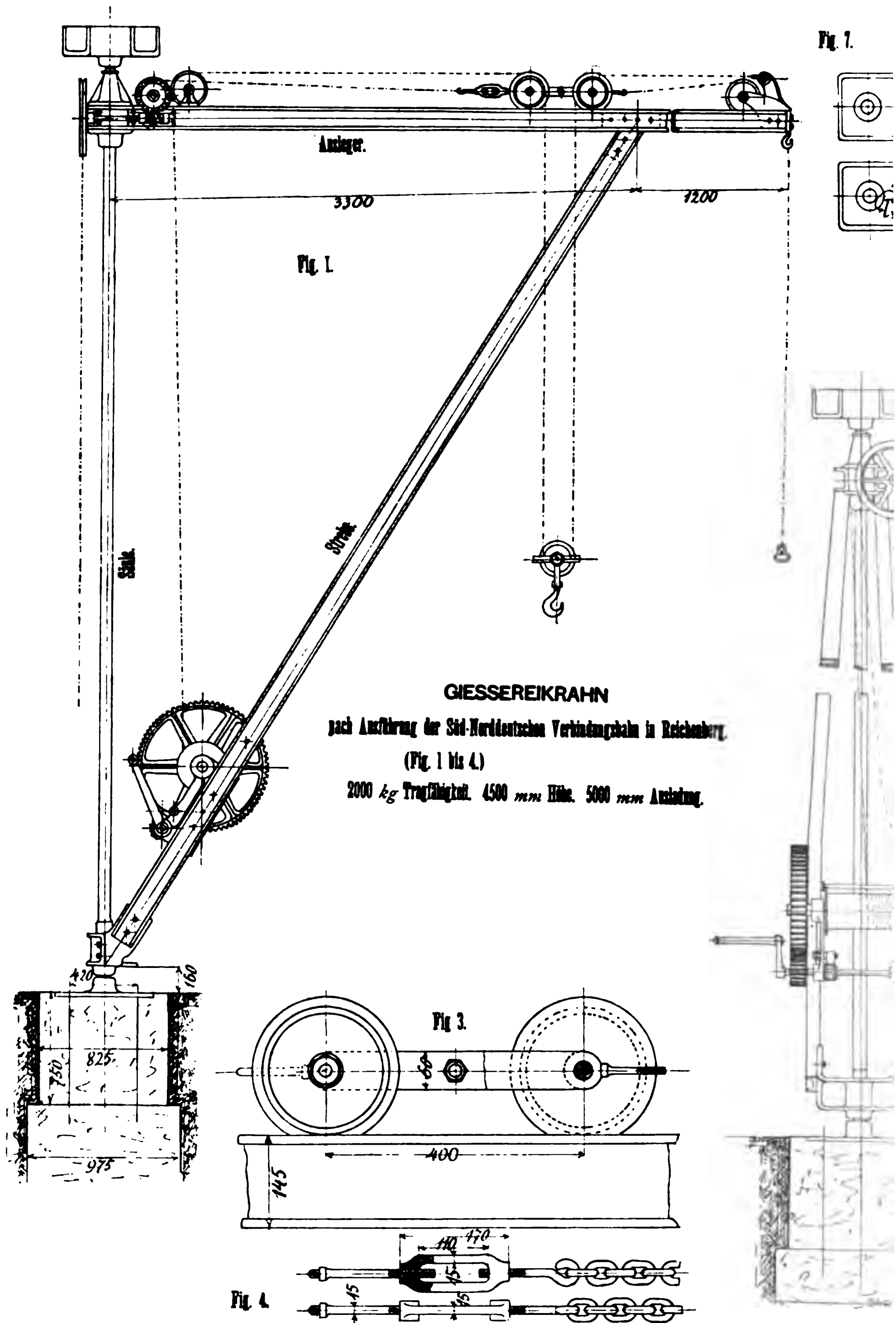
(Fig. 10 bis 12.)





WANDKRAHN

mit hohler gusseiserner Säule und besonders montirtem Windwerk von Megy-Echeverria-Bazan in Paris.


Fig. 7.
Ausleger.
3300
1200
Fig. 1.
Säule.
Strebe.
GIESSEREIKRAHN
nach Ausführung der Süd-Norddeutschen Verbindungsbahn in Reichenberg.
(Fig. 1 bis 4.)
2000 kg Tragfähigkeit. 4500 mm Höhe. 5000 mm Ausladung.
420
160
825
750
975
Fig 3.
400
145
470
Fig. 4.

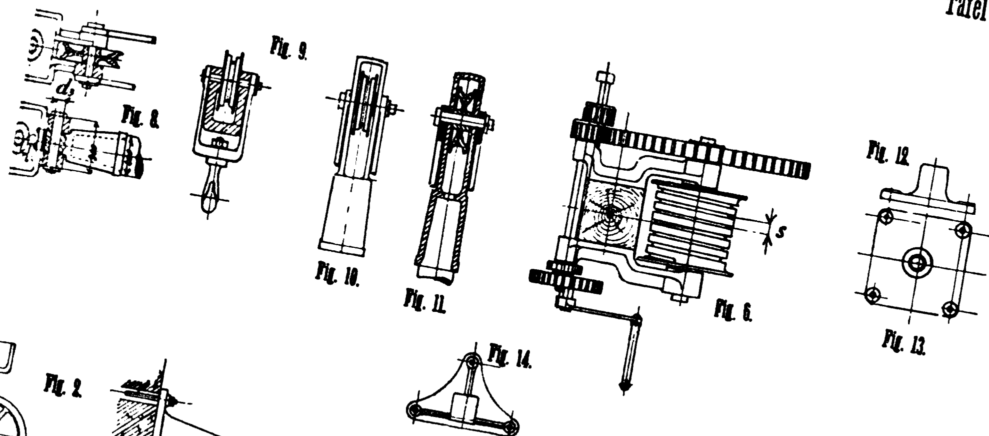


Fig. 2.

Fig. 5.

Schnitt A B.

Fig. 15.

Schnitt C D.

Fig. 16.

A B C D

190 22 3300 385 290 460 210 4085 2980 5200 3400 3600 4300 1000 800 495

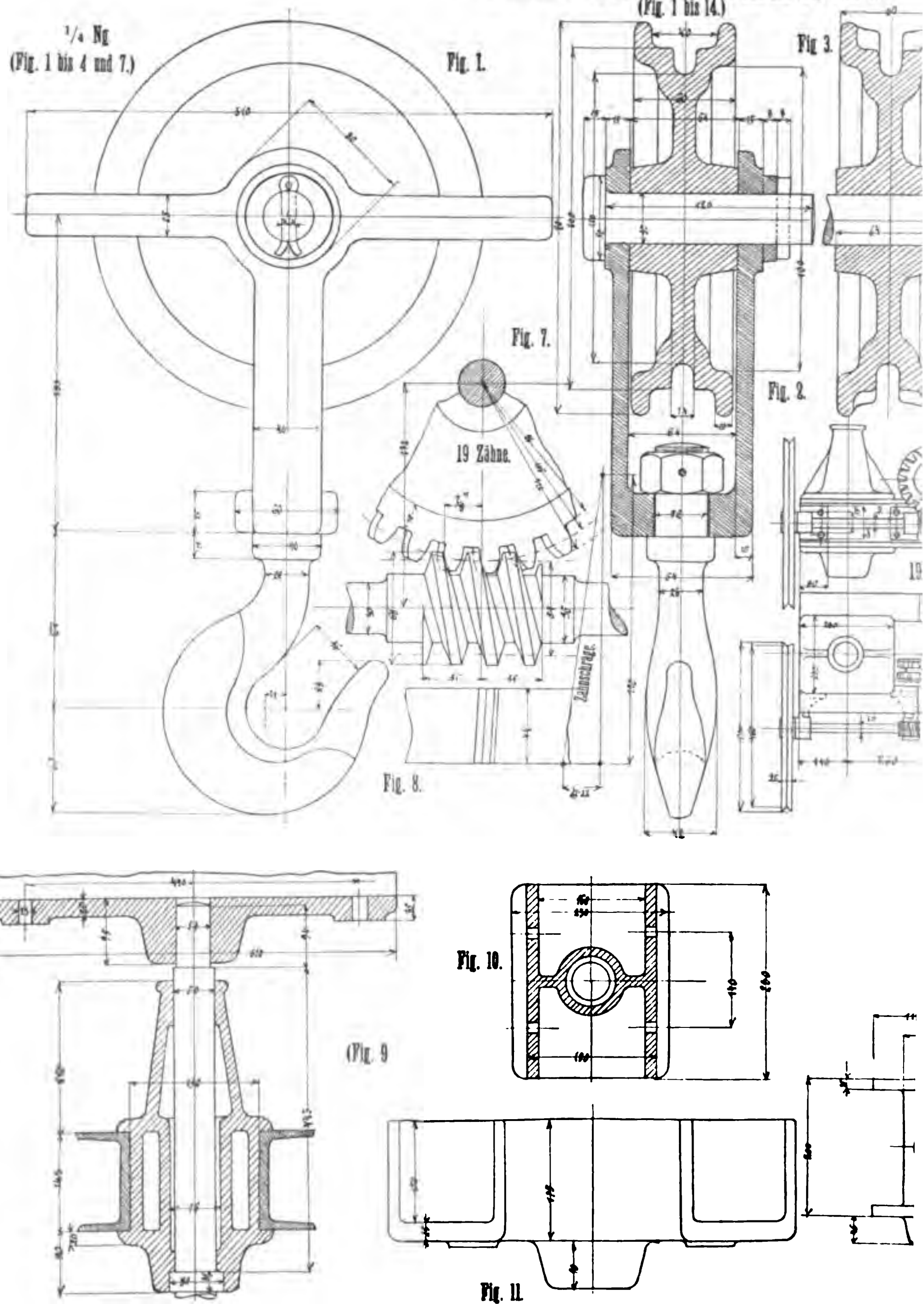
Z_1 Z_2 Z_3 Z_4

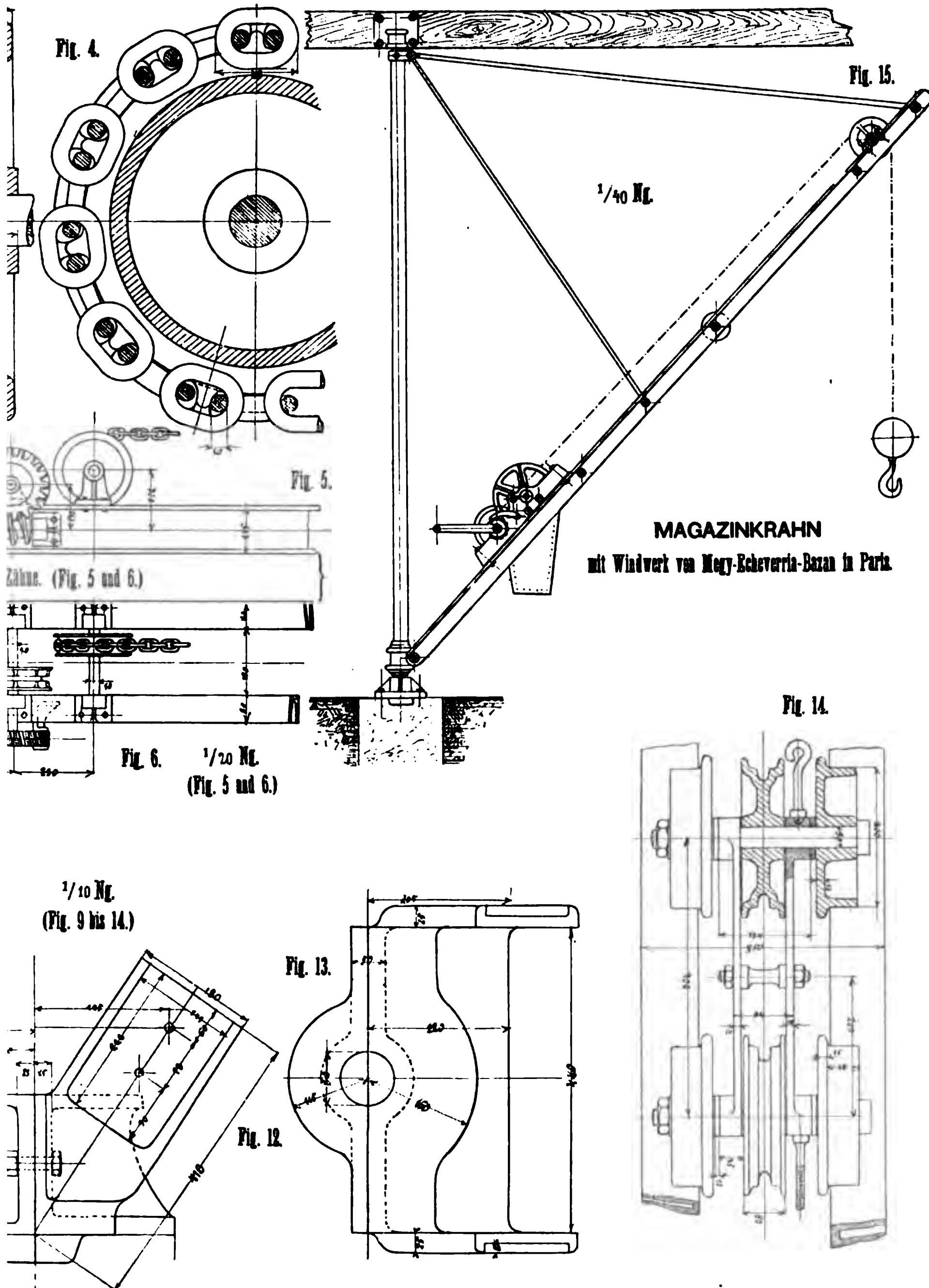
MAGAZINKRAHN.

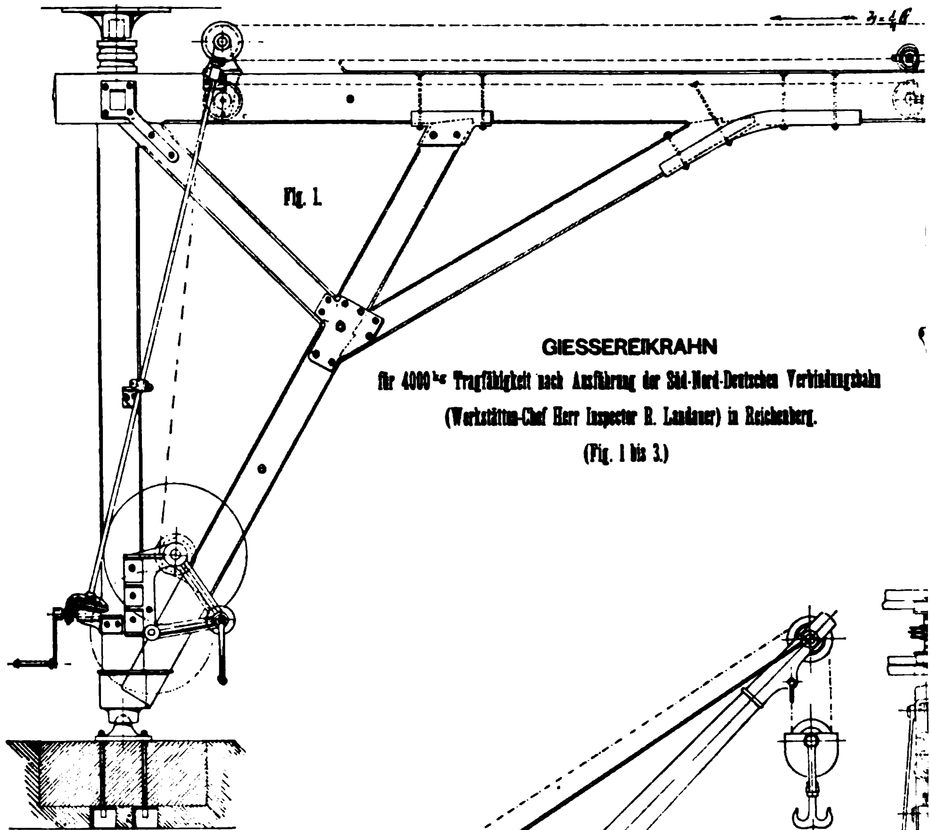
(Fig. 5 bis 16.)

4000 *kg* Tragfähigkeit. 3600 *mm* Ausladung.

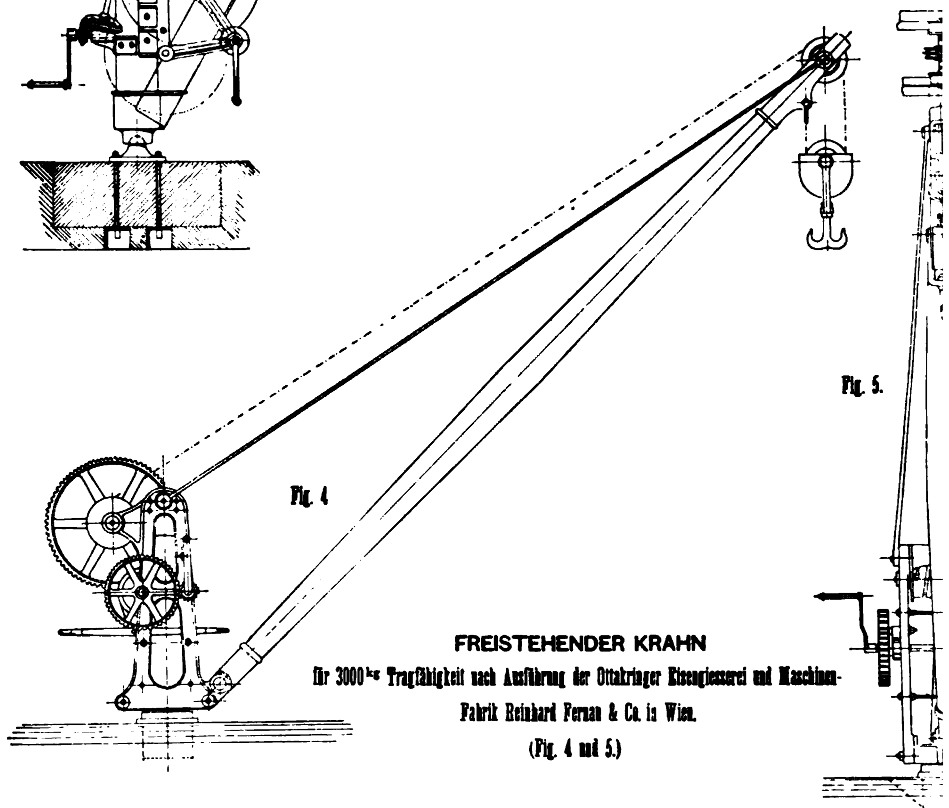
Hubhöhe = 3000 *mm*


Details zum GIESSEREIKRAHN Taf. XII (Fig. 1 bis 4.)
(Fig. 1 bis 14.)
1/4 Ng
(Fig. 1 bis 4 und 7.)
Fig. 1.
Fig. 3.
Fig. 7.
Fig. 2.
19 Zähne.
Zahnschräge.
Fig. 8.
(Fig. 9
Fig. 10.
Fig. 11.

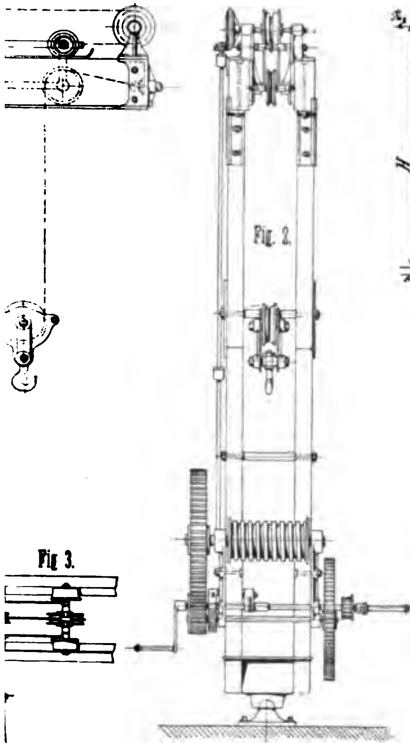

Fig. 4.
Fig. 15.
1/40 Ng.
Fig. 5.
Zähne. (Fig. 5 und 6.)
MAGAZINKRAHN
mit Windwerk von Megy-Echeverria-Bazan in Paris.
Fig. 6.
1/20 Ng.
(Fig. 5 und 6.)
Fig. 14.
1/10 Ng.
(Fig. 9 bis 14.)
Fig. 13.
Fig. 12.

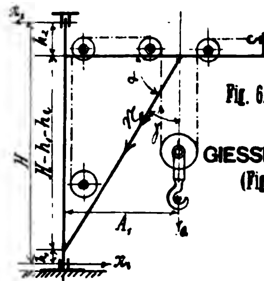


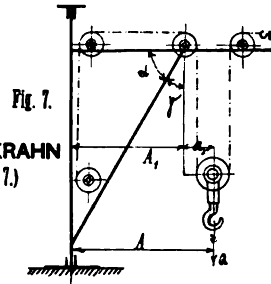
GIESSEREIKRAHN
für 4000 kg Tragfähigkeit nach Ausführung der Süd-Nord-Deutschen Verbindungsbahn
(Werkstätten-Chef Herr Inspector R. Landauer) in Reichenberg.
(Fig. 1 bis 3.)



FREISTEHENDER KRAHN
für 3000 kg Tragfähigkeit nach Ausführung der Ottakringer Eisengiesserei und Maschinen-Fabrik Reinhard Fernau & Co. in Wien.
(Fig. 4 und 5.)

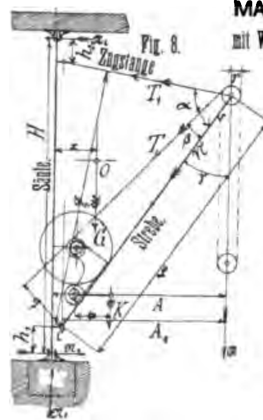


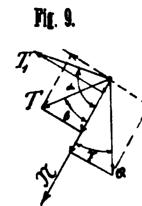


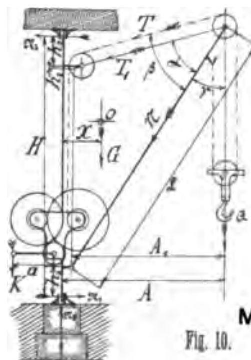


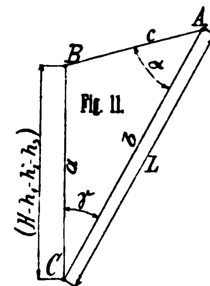
GIESSEREIKRAHN
(Fig. 6 und 7.)

MAGAZINKRAHN
mit Windwerk an der Strebe.



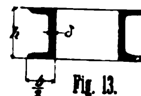






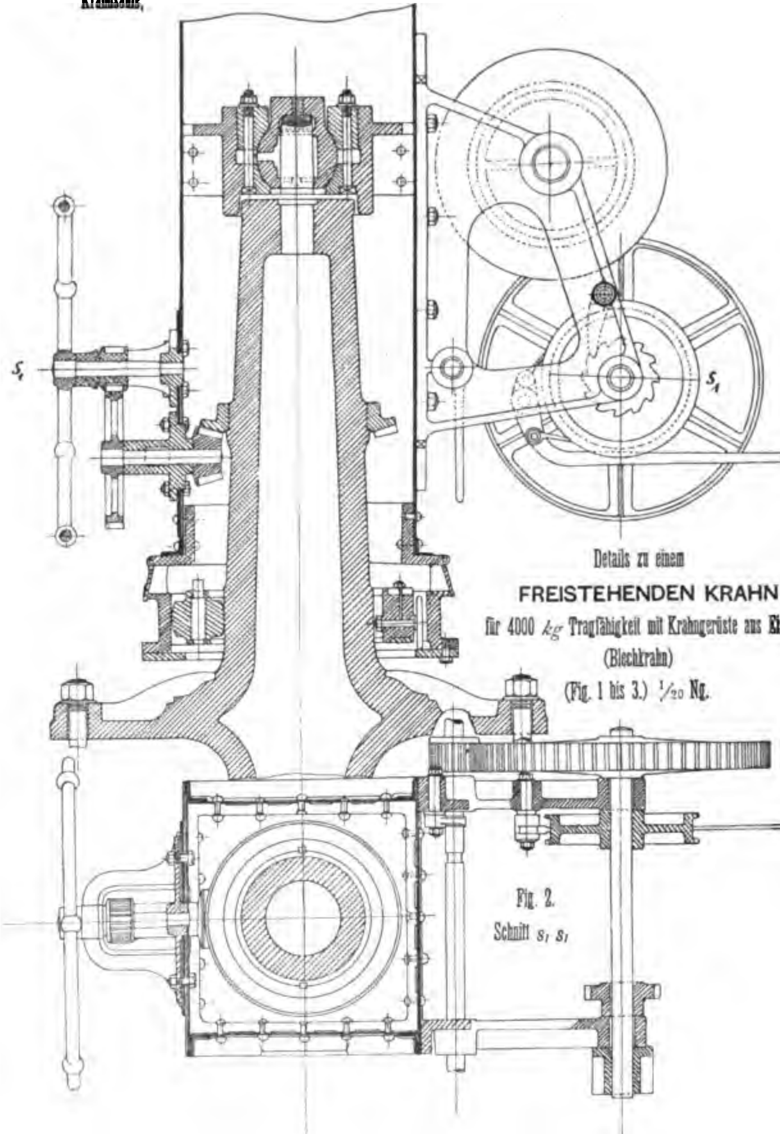
MAGAZINKRAHN
MIT WINDWERK AN DER SÄULE.
(Fig. 10 und 11.)

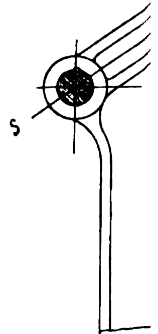


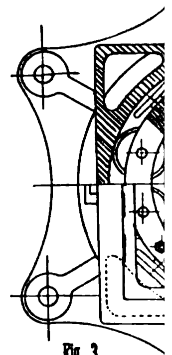


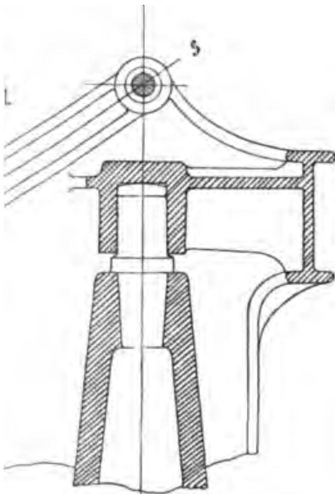


Strebenquerschnitte.
(Fig. 12 bis 14.)


Fig. 1
Verticalschnitt durch die Krahnsäule.
S_1
S_1
Details zu einem
FREISTEHENDEN KRAHN
für 4000 kg Tragfähigkeit mit Krahngerüste aus Eisenblech
(Blechkrahn)
(Fig. 1 bis 3.) 1/20 Ng.
Fig. 2.
Schnitt s_1 s_1


Fig. 4.
Verticalschnitt
S


Fig. 3.
Draufsicht auf den Rollenkra



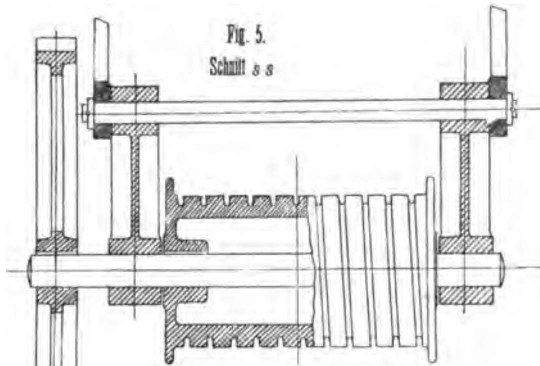
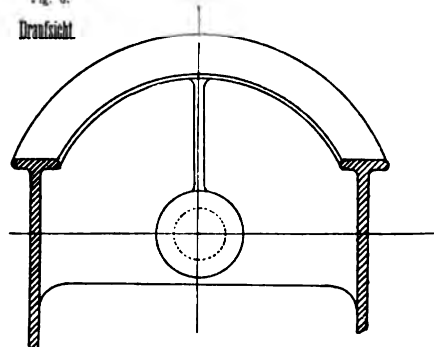
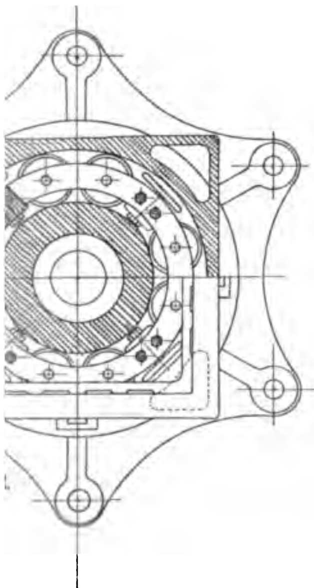


Fig. 5.
Schnitt s s

Details zu einem
FREISTEHENDEN KRAHN
für 6000 *kg* Tragfähigkeit.
(Fig. 4 bis 6.) 1/20 Ng.

Fig. 6.
Draufsicht.





Horizontale einfachwirkende SPEISEPUMPE.
58 *mm* Kolbendurchmesser, 60 *mm* Hub,
65 minutliche Höhe.
(Fig. 7 und 8.)

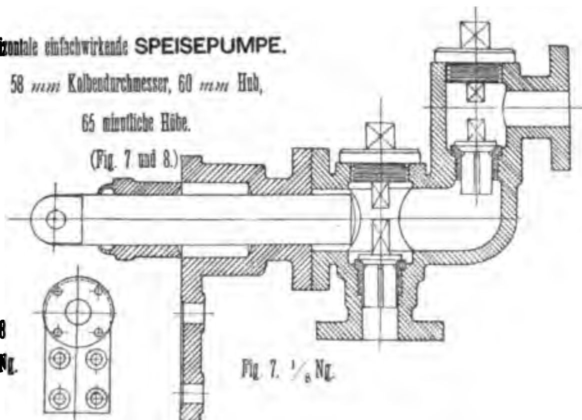


Fig. 8
1/16 Ng.

Fig. 7. 1/8 Ng.

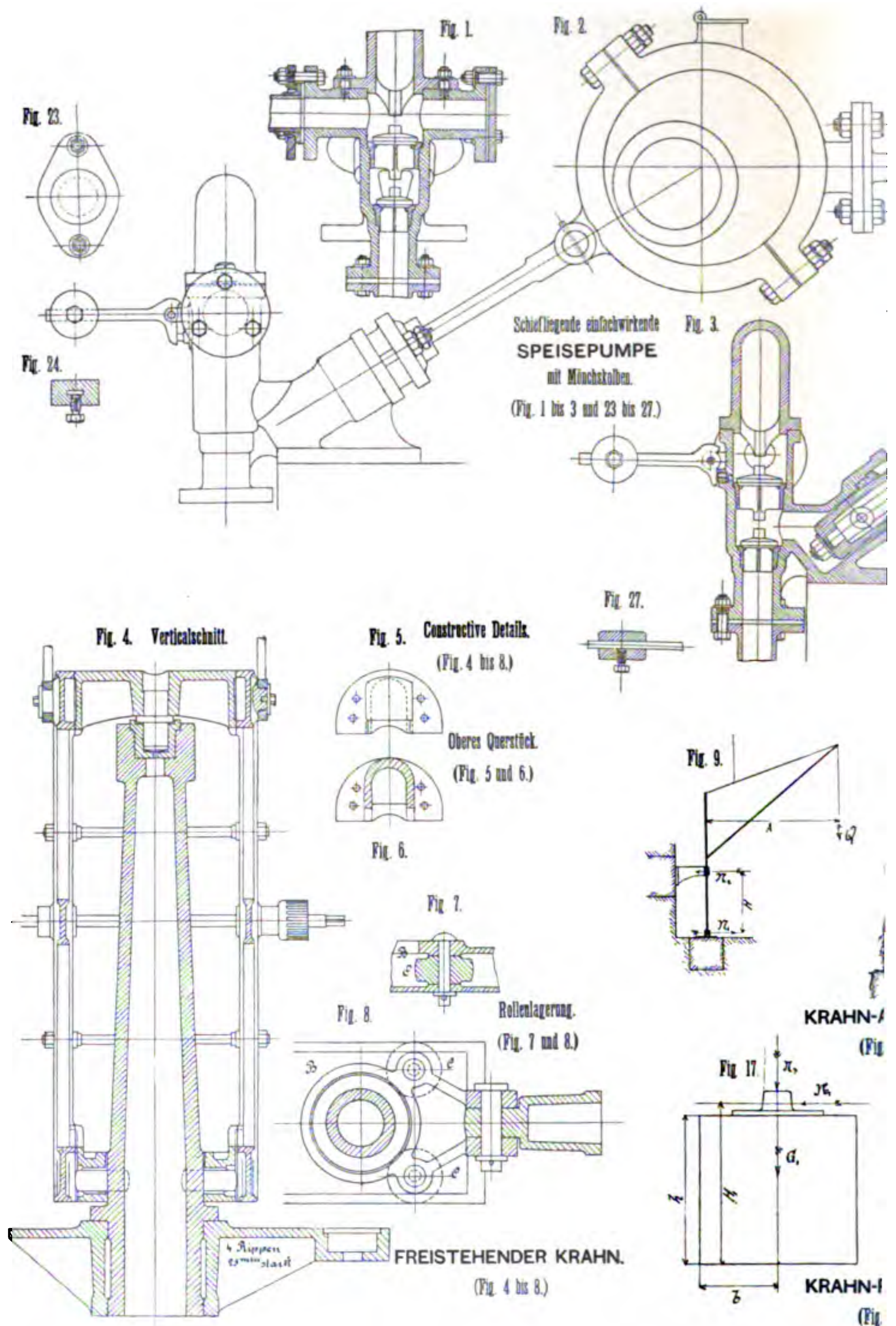
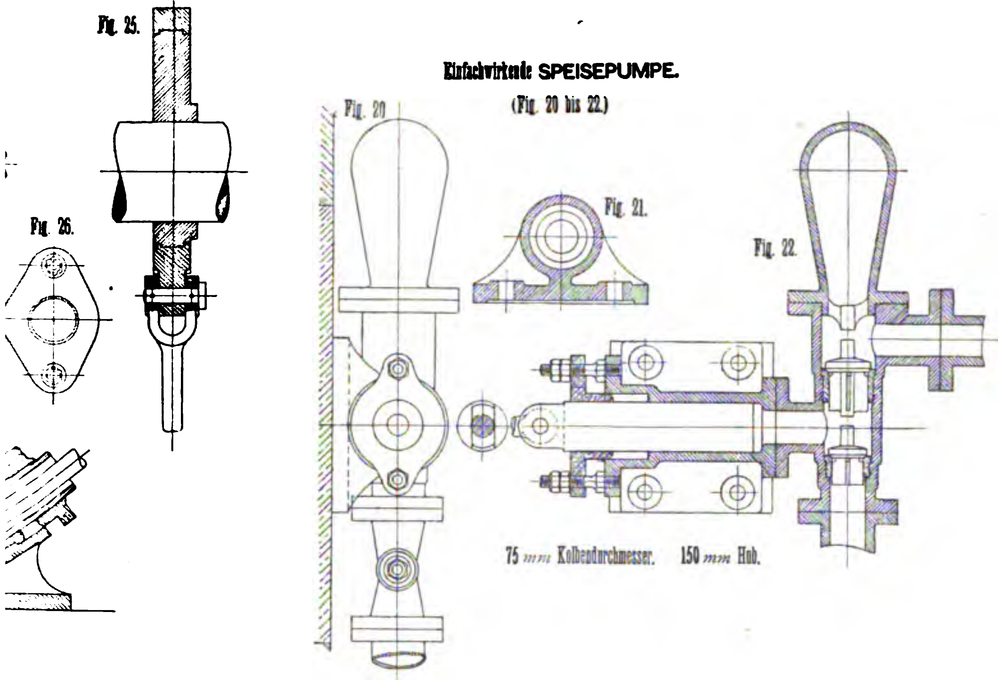
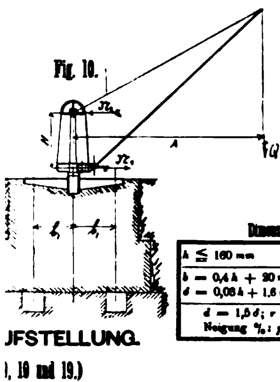


Fig. 1.
Fig. 2.
Fig. 23.
Fig. 24.
Fig. 3.
Schiefliegende einfachwirkende
SPEISEPUMPE
mit Mönchskolben.
(Fig. 1 bis 3 und 23 bis 27.)
Fig. 27.
Fig. 4. Verticalschnitt.
Fig. 5. Constructive Details.
(Fig. 4 bis 8.)
Oberes Querstück.
(Fig. 5 und 6.)
Fig. 6.
Fig. 7.
Fig. 8.
Rollenlagerung.
(Fig. 7 und 8.)
Fig. 9.
Fig. 17.
4 Rippen 15mm stark
FREISTEHENDER KRAHN.
(Fig. 4 bis 8.)
KRAHN-
KRAHN-

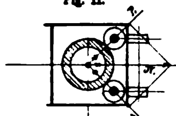


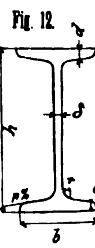
Einfachwirkende SPEISEPUMPE.
(Fig. 20 bis 22.)

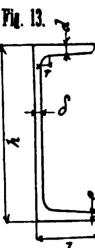
75 mm Kolbendurchmesser. 150 mm Hub.



Stützung des drehbaren Krahngestelles.
Fig. 11.

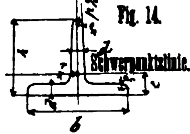






Dimensionen zu Fig. 14.

$d = 0{,}1\,b + 1$ mm
$h = 0{,}77\,b$
$r = 0{,}8\,d$
$\varrho = 0{,}4\,d$
$\varrho_1 = 0{,}2\,d$
Neigung der Seitenfläche des Steges: $p = 4\,\%$.



Dimensionen zu Fig. 12.

$h \leqq 160$ mm	$h \geqq 160$ mm
$b = 0{,}4\,h + 20$ mm $\delta = 0{,}03\,h + 1{,}6$ mm	$b = 0{,}3\,h + 36$ mm $\delta = 0{,}04\,h$
$d = 1{,}5\,\delta$; $r = 1{,}2\,\delta$; $\varrho = 0{,}6\,\delta$; Neigung %: $p = 0{,}02\,h + 7$.	

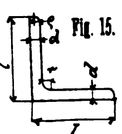
UFSTELLUNG.
), 19 und 19.)

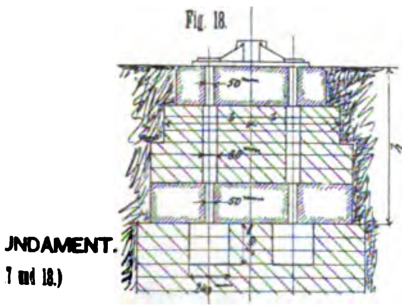
Dimensionen zu Fig. 13.

$b = 0{,}25\,h + 20$ mm
$\delta = 0{,}025\,h + 4$ mm
$d = 1{,}5\,\delta$
$r = 1{,}5\,\delta$
$\varrho = 0{,}6\,\delta$
Neigung %: $p = 0{,}01\,h + 7$.

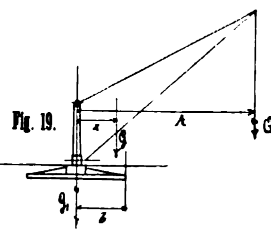
Dimensionen zu Fig. 15.

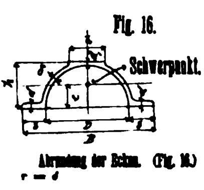
$r = d$
$\varrho = 0{,}5\,d$
l und b nach der Tabelle.



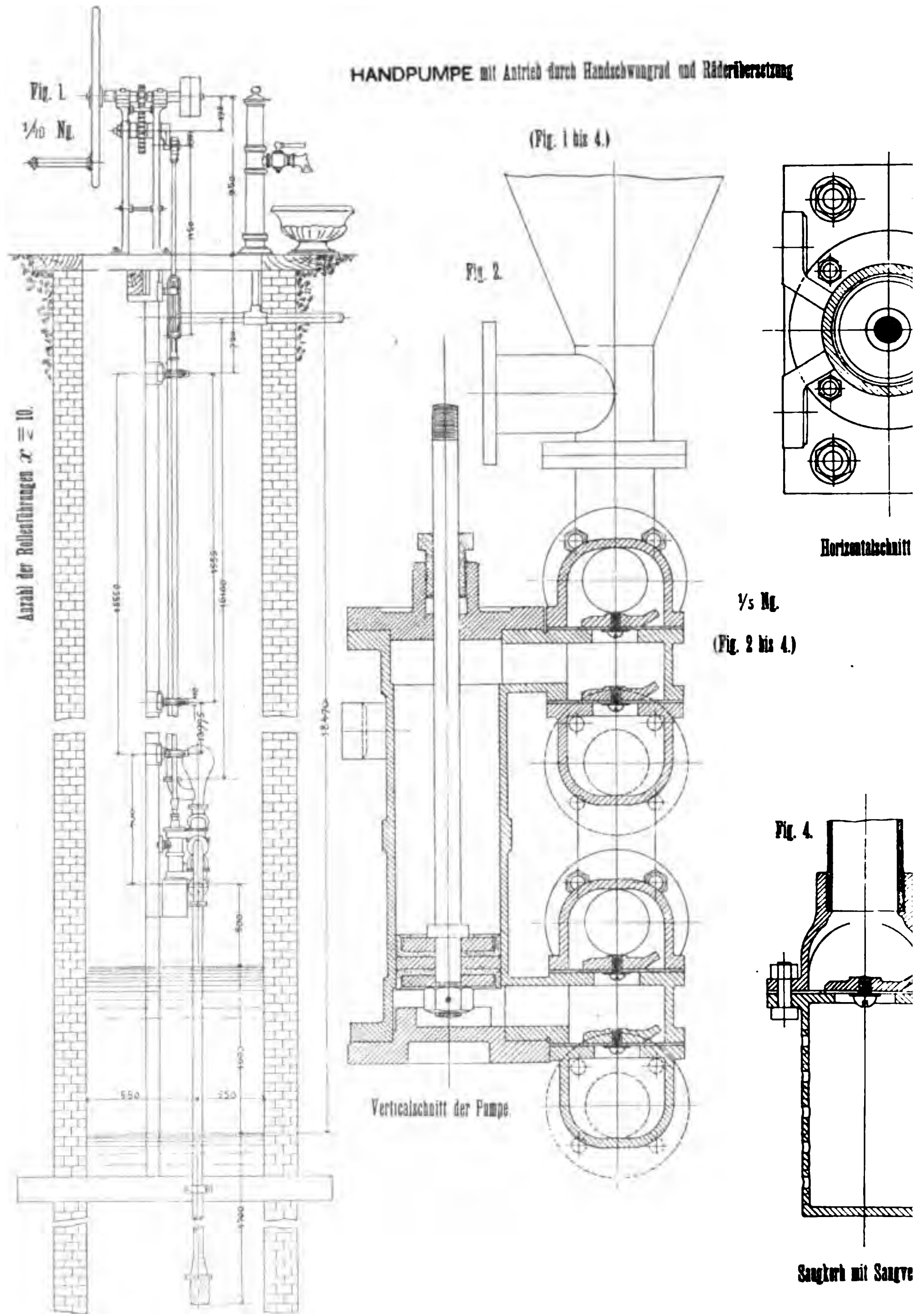


UNDAMENT.
7 und 18.)

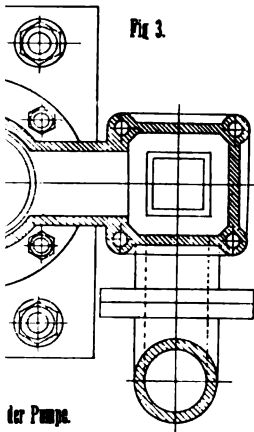




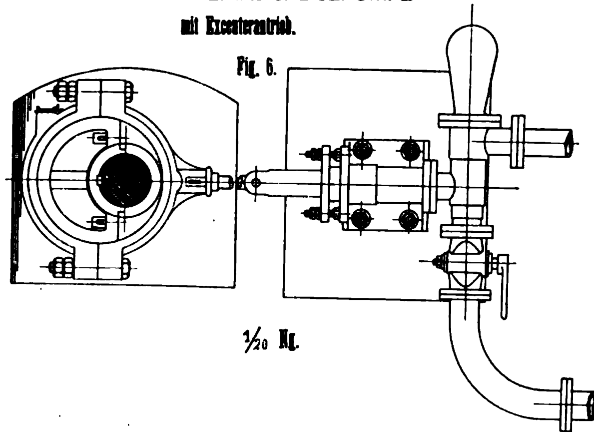
Abrundung der Ecken. (Fig. 16.)
$r = \delta$


HANDPUMPE mit Antrieb durch Handschwungrad und Räderübersetzung
(Fig. 1 bis 4.)
Fig. 1.
1/10 Ng.
Fig. 2.
Anzahl der Rollenführungen x = 10.
Verticalschnitt der Pumpe
Horizontalschnitt
1/5 Ng.
(Fig. 2 bis 4.)
Fig. 4.
Saugkorb mit Saugve

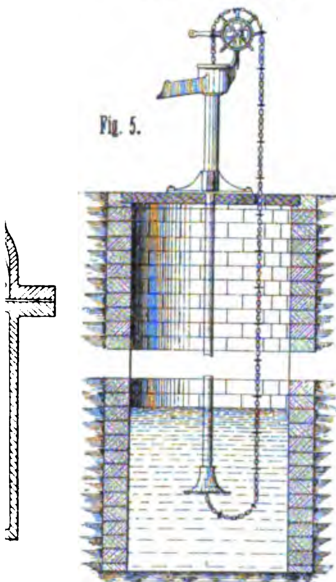
Horizontale
EINFACHWIRKENDE SPEISEPUMPE
mit Excenterantrieb.



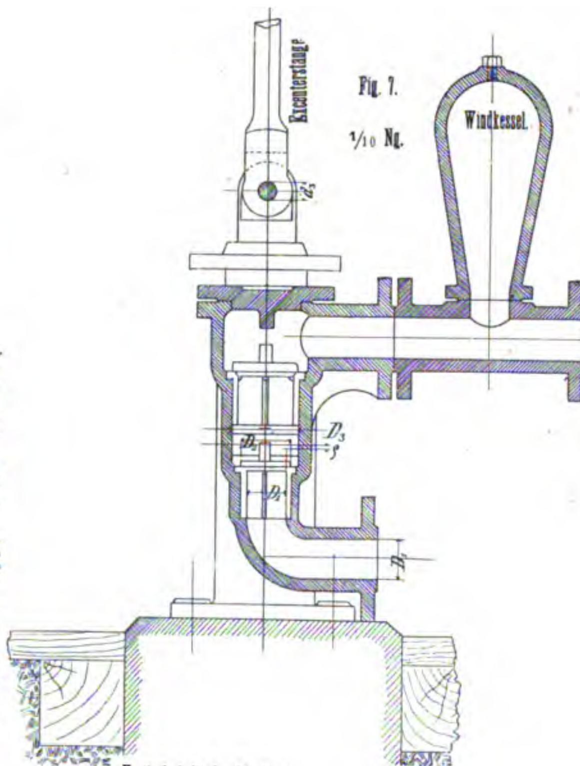
der Pumpe.



KETTENPUMPE.



til.



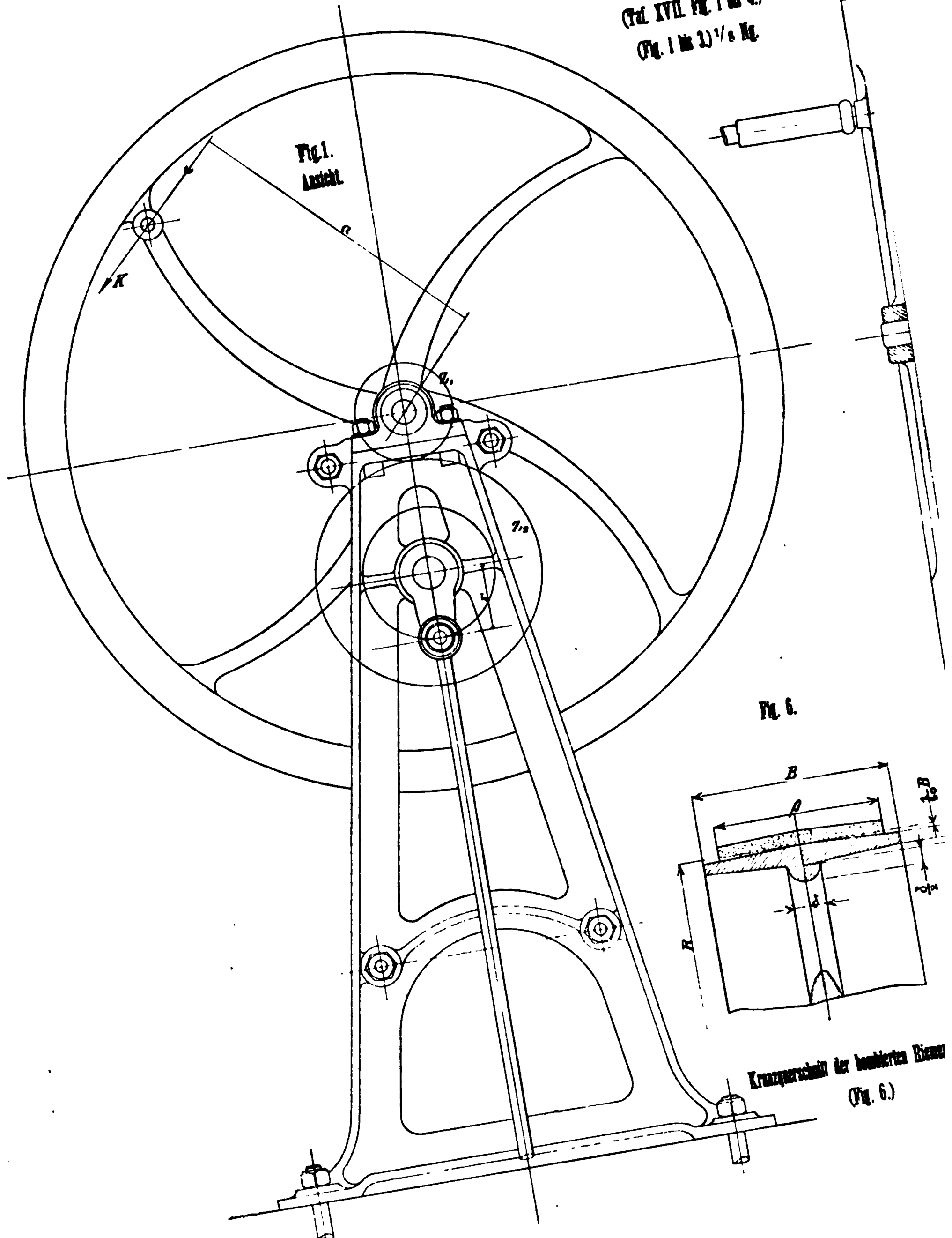
Verticalschnitt des Ventilgehäuses zur verticalen
EINFACHWIRKENDEN SPEISEPUMPE
Taf. XVIII, Fig. 4 und 5.

Antrieb mit Handschwungrad zur

HANDPUMPE.

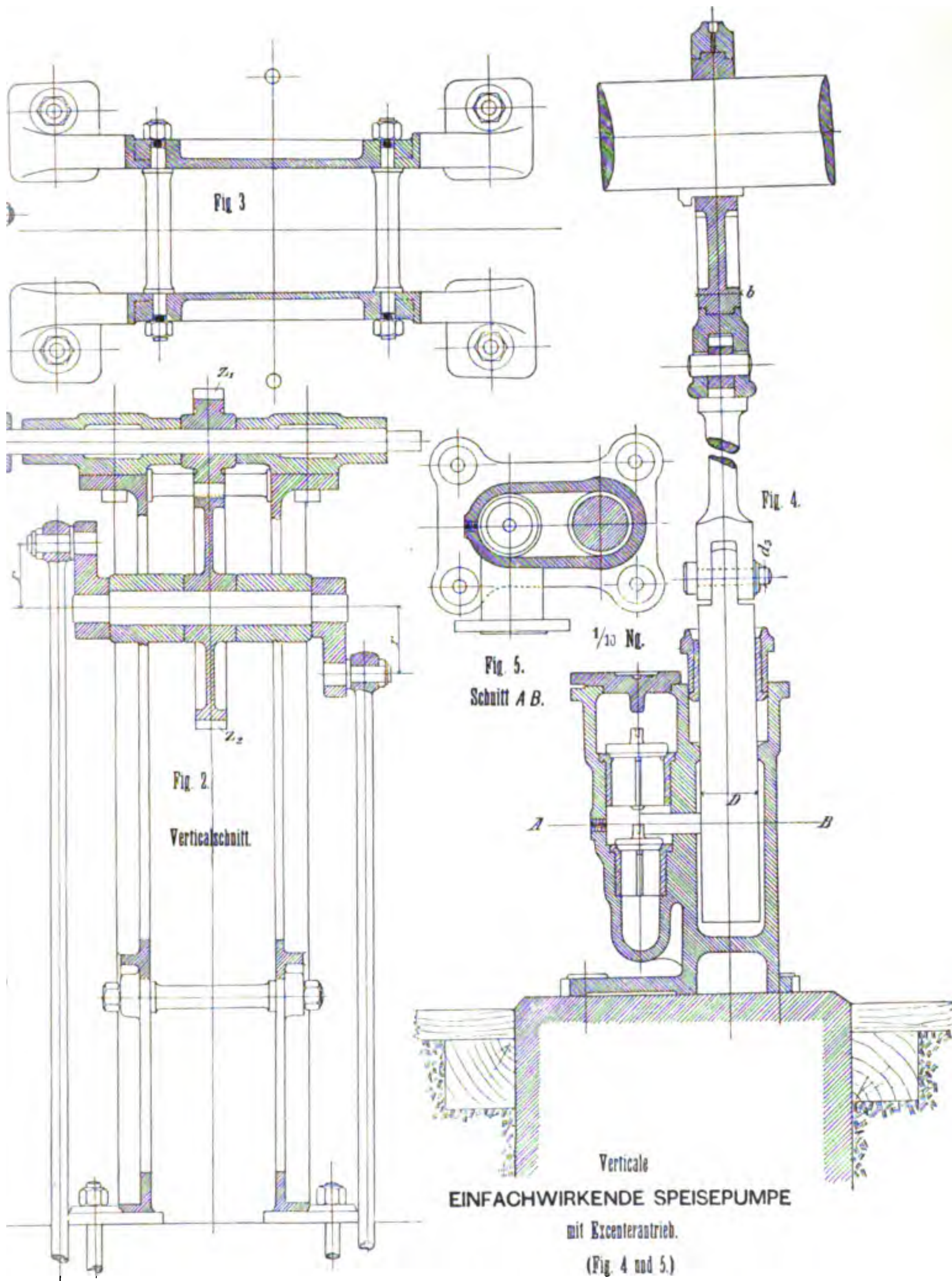
(Taf. XVII. Fig. 1 bis 4.)

(Fig. 1 bis 3.) 1/5 Ng.

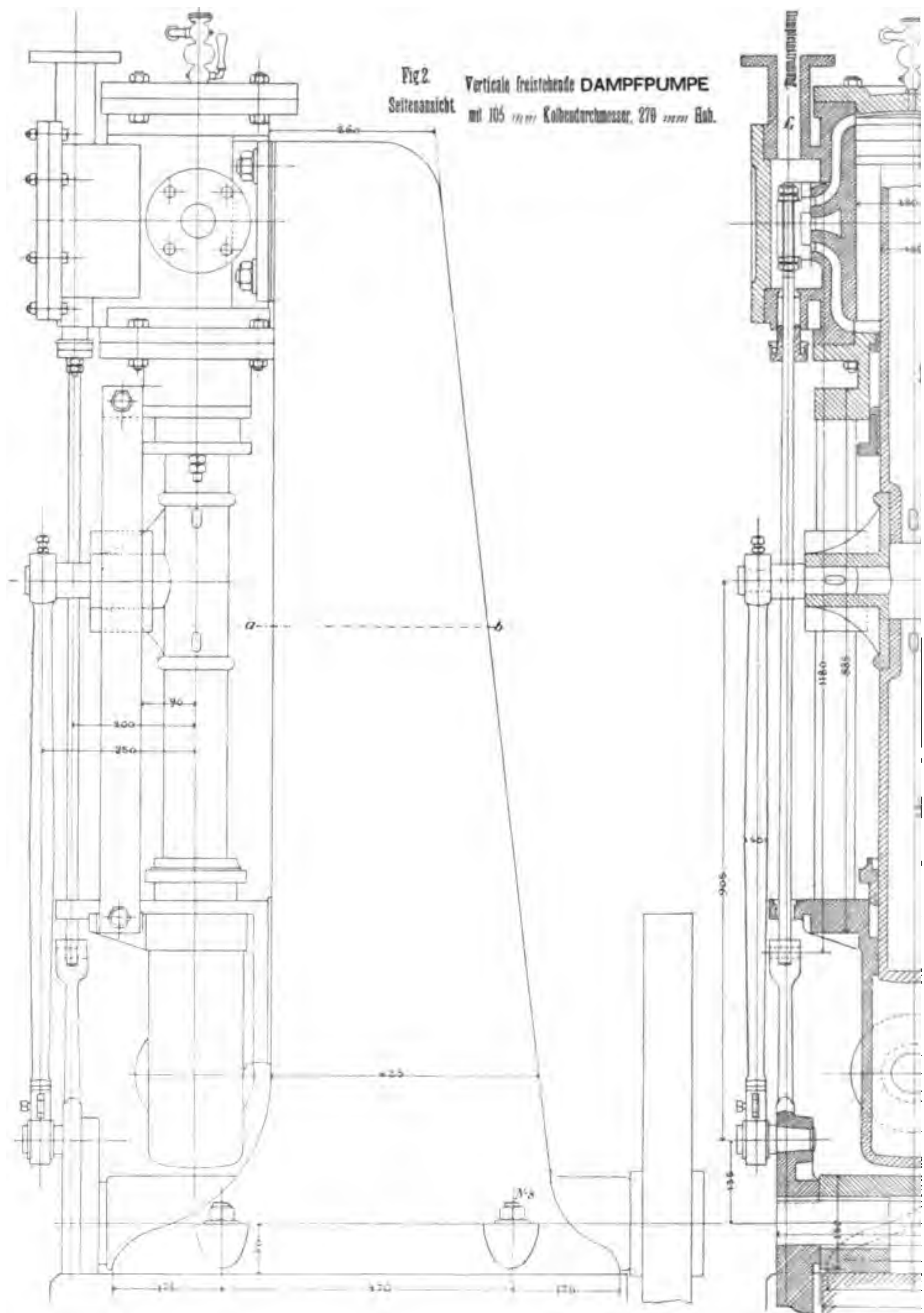


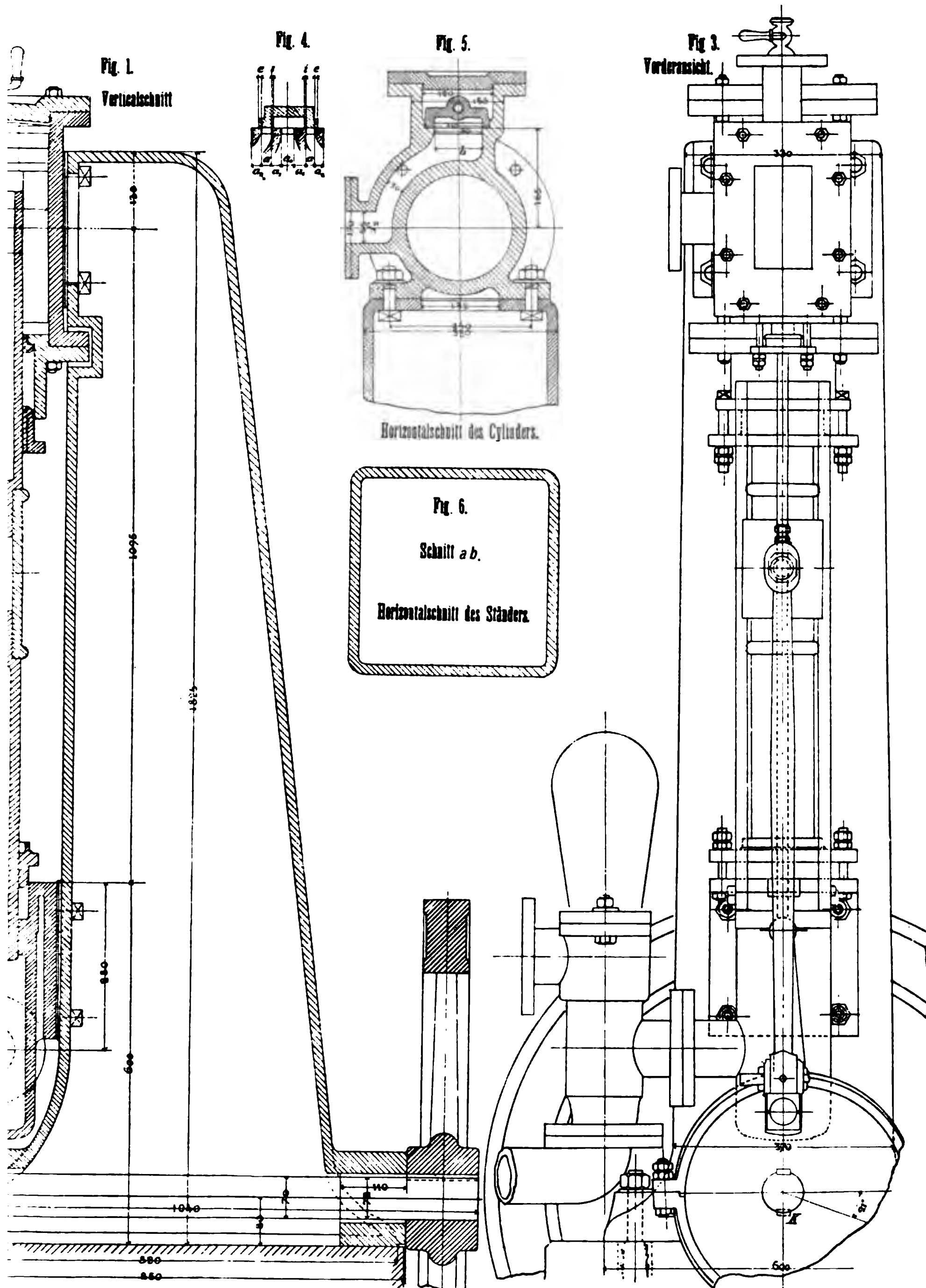
Kranzquerschnitt der bombierten Riemen…

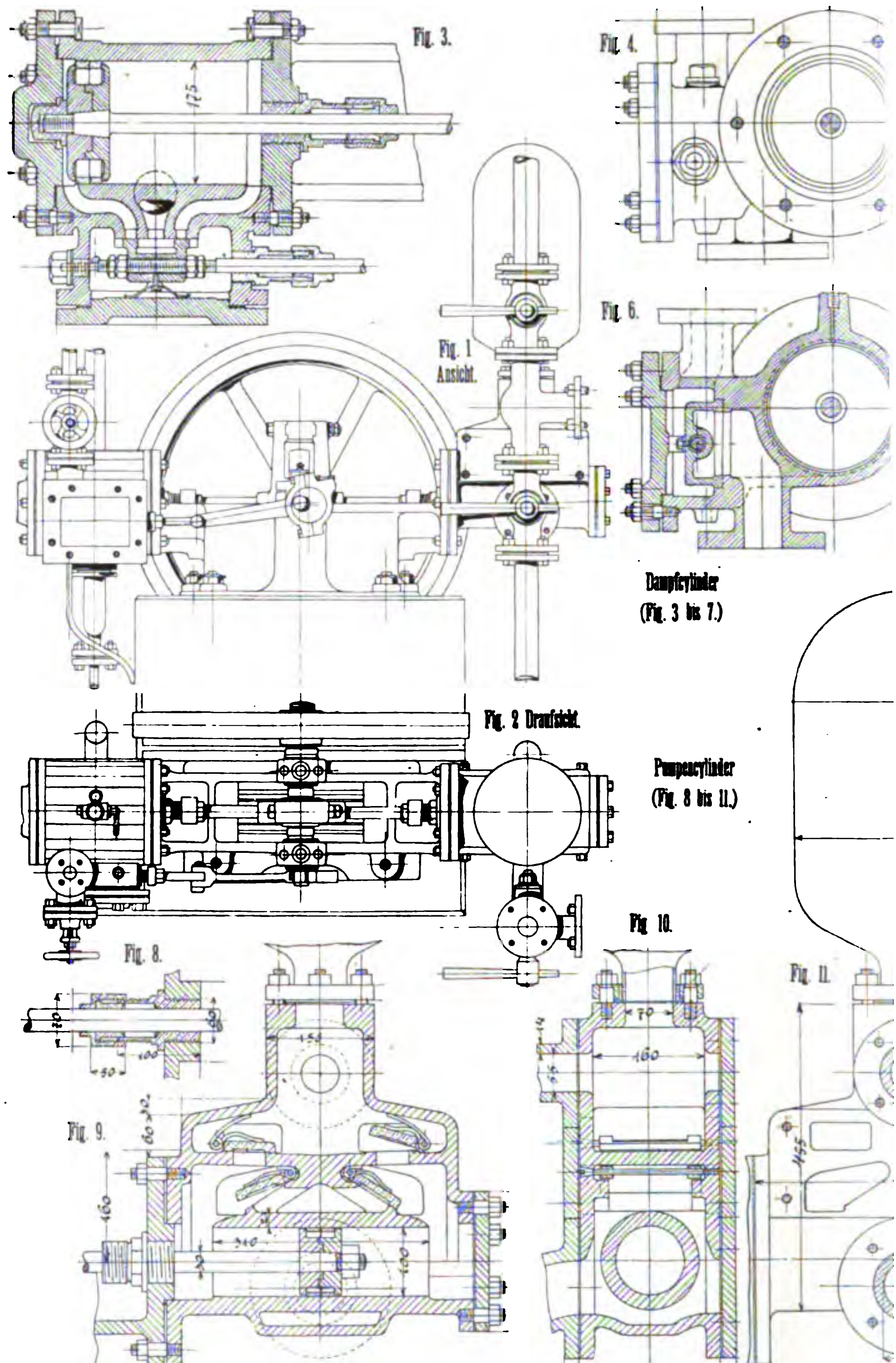
(Fig. 6.)

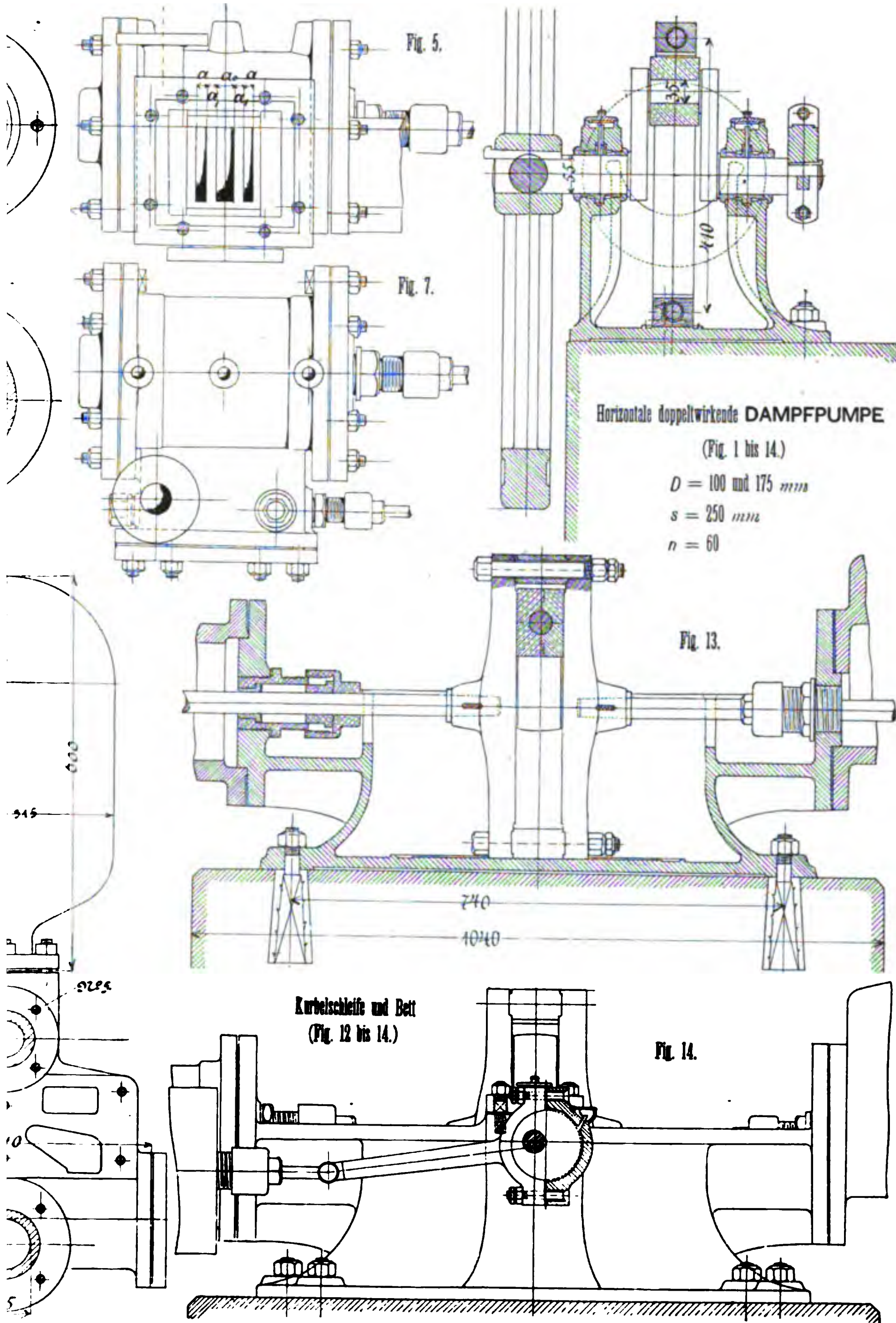


Verticale
EINFACHWIRKENDE SPEISEPUMPE
mit Excenterantrieb.
(Fig. 4 und 5.)


Fig 2.
Seitenansicht
Verticale freistehende DAMPFPUMPE
mit 105 mm Kolbendurchmesser, 270 mm Hub.
90
200
250
a
b
B
B


Fig. 1.
Verticalschnitt
Fig. 4.
Fig. 5.
Horizontalschnitt des Cylinders.
Fig. 6.
Schnitt a b.
Horizontalschnitt des Ständers.
Fig. 3.
Vorderansicht.


Fig. 3.
Fig. 4.
Fig. 6.
Fig. 1
Ansicht.
Dampfcylinder
(Fig. 3 bis 7.)
Fig. 2 Draufsicht.
Pumpencylinder
(Fig. 8 bis 11.)
Fig. 10.
Fig. 8.
Fig. 11.
Fig. 9.


Fig. 5.
a a_0 a
a_1 a_1
Fig. 7.
35
55
410
Horizontale doppeltwirkende DAMPFPUMPE
(Fig. 1 bis 14.)
D = 100 und 175 mm
s = 250 mm
n = 60
Fig. 13.
740
1040
Kurbelschleife und Bett
(Fig. 12 bis 14.)
Fig. 14.

CENTRIFUGALPUMPE.

(Fig. 1 und 2.)

1/5 Ng.

Fig. 1. Normalschnitt.

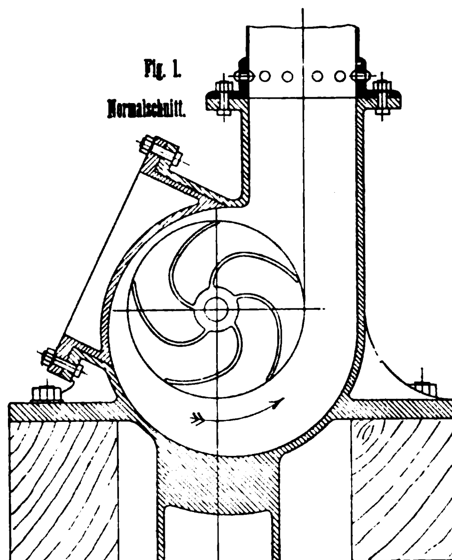
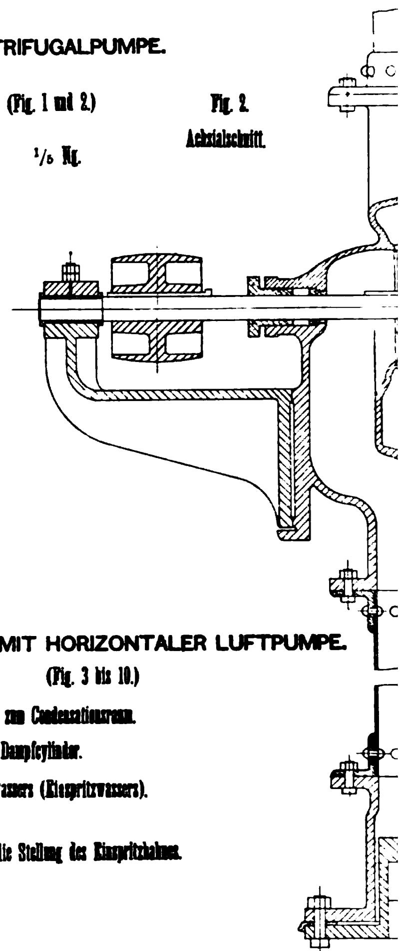
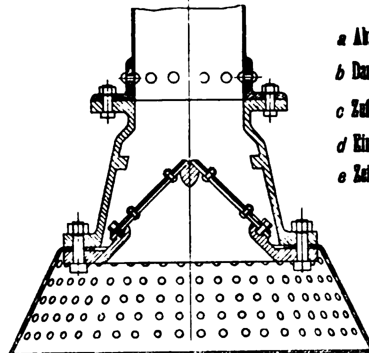


Fig. 2. Achsialschnitt.





CONDENSATOR MIT HORIZONTALER LUFTPUMPE.

(Fig. 3 bis 10.)

a Abfluss des Gemisches zum Condensationsraum.

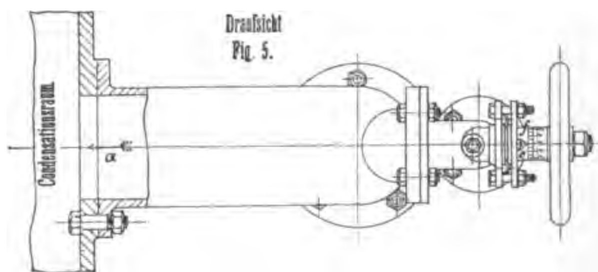
b Dampfzufluss aus dem Dampfcylinder.

c Zufluss des Injectionswassers (Einspritzwassers).

d Einspritzventil.

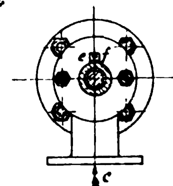
e Zeiger zur Scala für die Stellung des Einspritzhahnes.

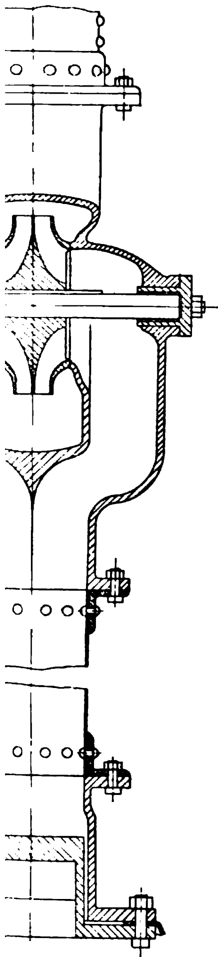
Draufsicht Fig. 5.

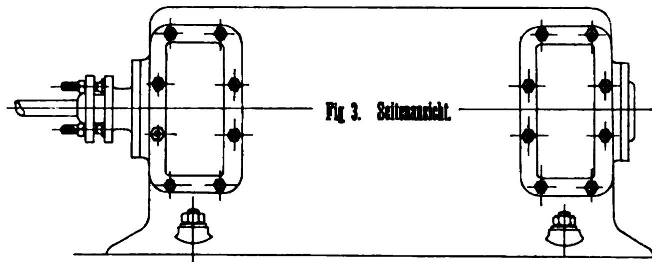


(Fig. 5 und 6.) 1/10 Ng.

Fig. 6. Stirnansicht.

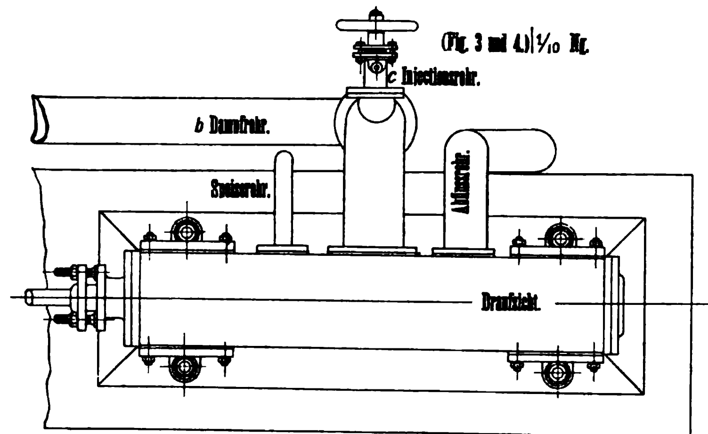






CONDENSATOR MIT HORIZONTALER LUFTPUMPE.

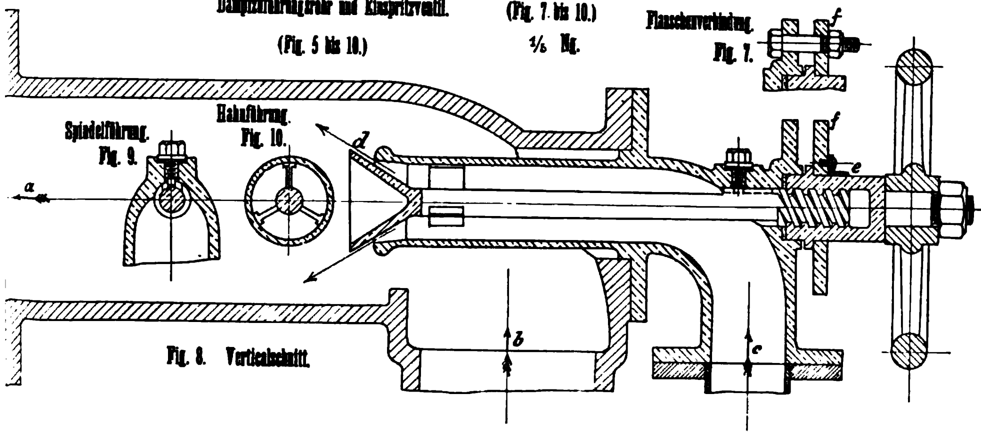
(Fig. 3 bis 10.)

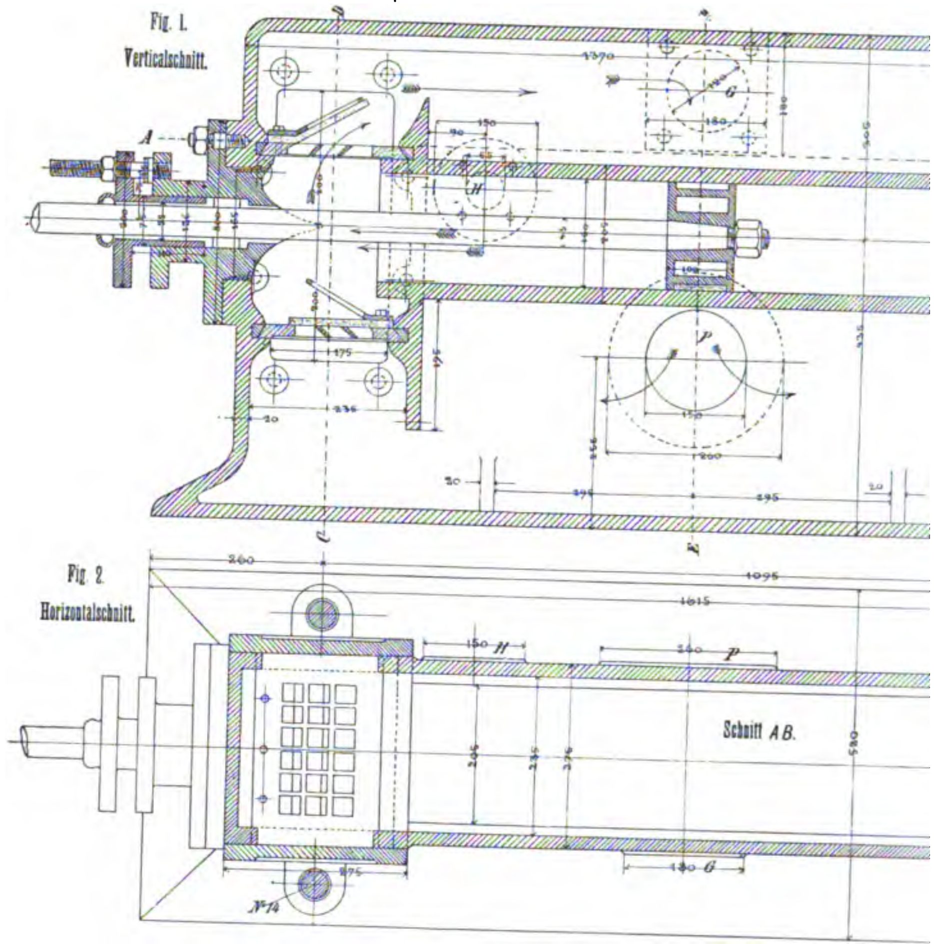


Dampfzuführungsrohr und Einspritzventil.

(Fig. 5 bis 10.)

(Fig. 7 bis 10.) 1/5 Ng.





CONDENSATOR MIT HORIZONTALER LU

(Fig. 1 bis 8.)

Fig 5.
Detail D.'

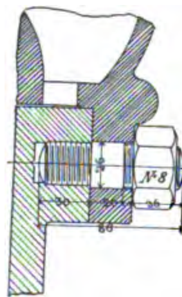
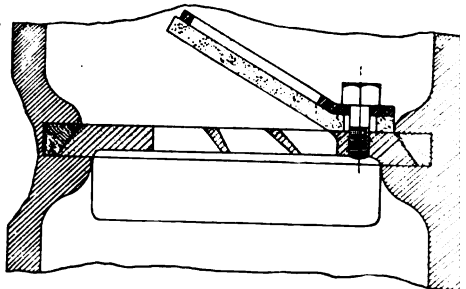
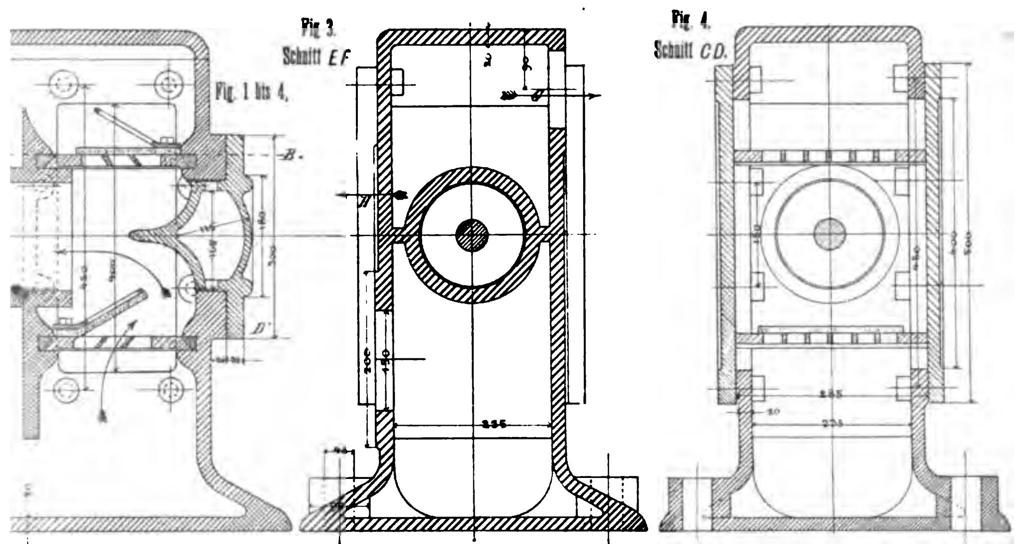


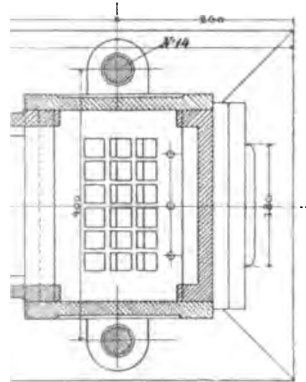
Fig. 6.
Querschnitt des Saugventiles.

Fig. 5 bis 8, 1/4 Ng.

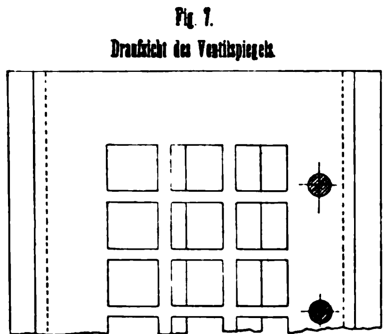
(Zu Fig. 9 und 10.)
B Doppelhebel.
VV' Dampfventile.
DD' Dampfdüsen.
H Dampfeintritt.
z Excenterzapfen zur Hebung des Doppelhebels.
a Achse des Handhebels.

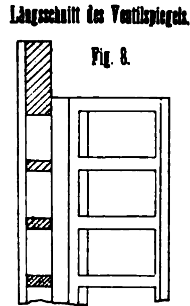


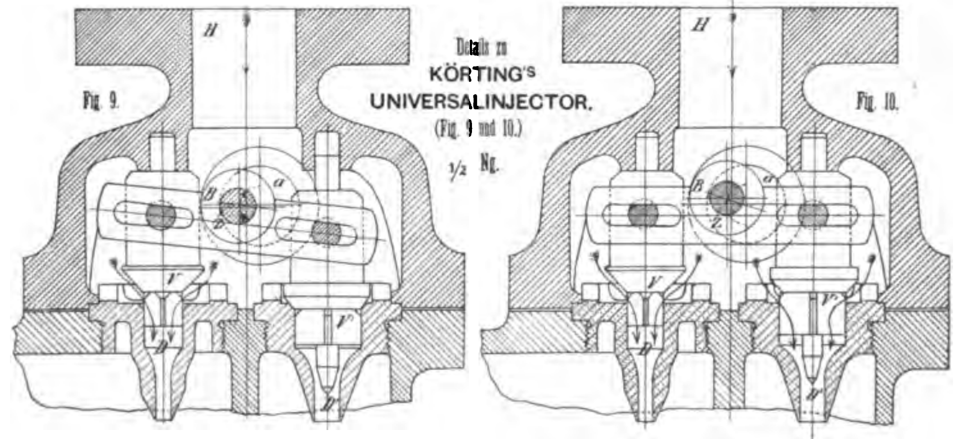




-TPUMPE.

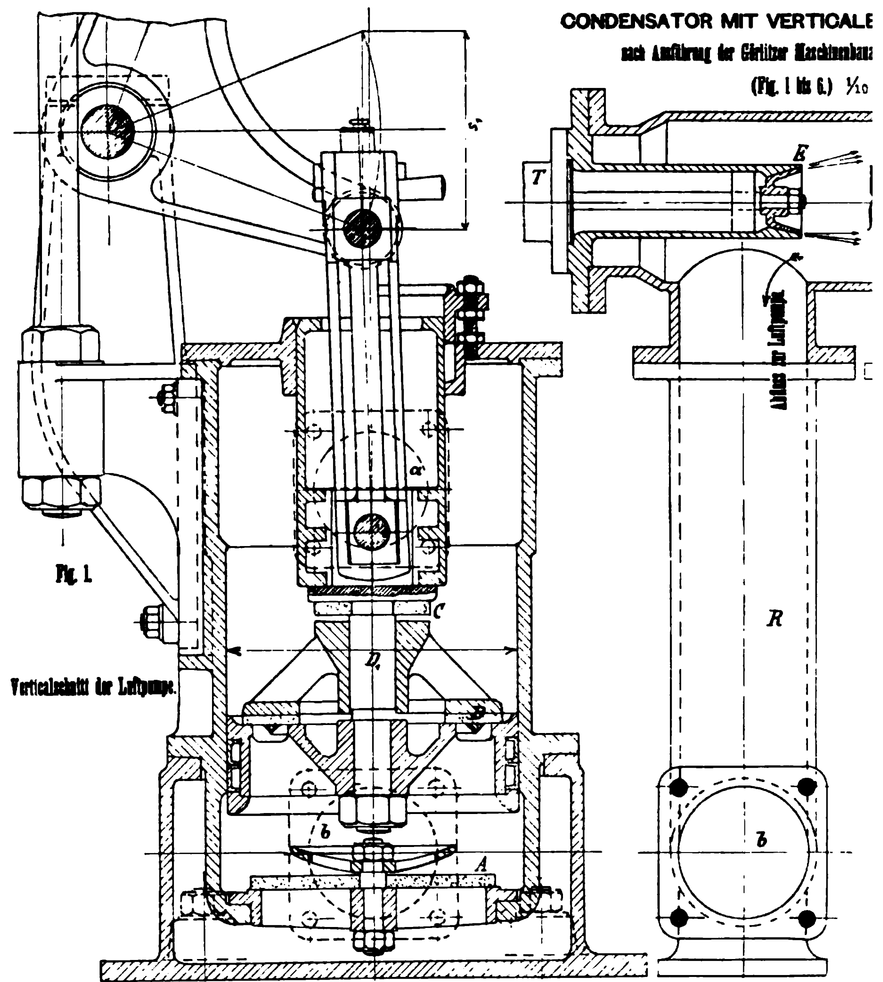

Fig. 7.
Draufsicht des Ventilspiegels.

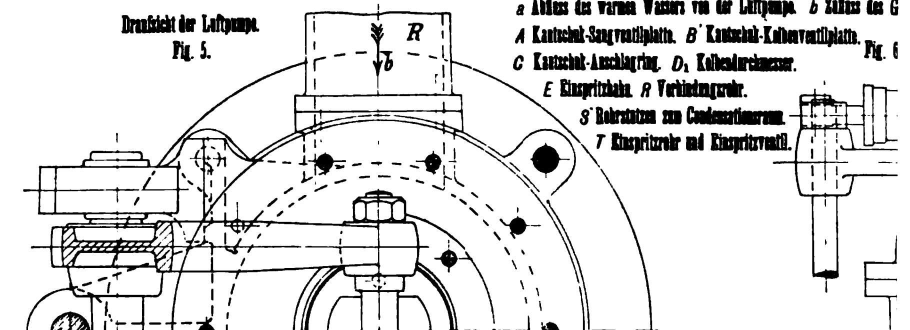

Längsschnitt des Ventilspiegels.
Fig. 8.



Details zu
KÖRTING'S
UNIVERSALINJECTOR.
(Fig. 9 und 10.)
1/2 Ng.




CONDENSATOR MIT VERTICALE
nach Ausführung der Görlitzer Maschinenbau
(Fig. 1 bis 6.) 1/10
T
E
Abfluss zur Luftpumpe
R
b
C
A
Fig. 1.
Verticalschnitt der Luftpumpe.


Draufsicht der Luftpumpe.
Fig. 5.
R
b
a Abfluss des warmen Wassers von der Luftpumpe. b Zufluss des G
A Kautschuk-Saugventilplatte. B' Kautschuk-Kolbenventilplatte.
C Kautschuk-Anschlagring. D1 Kolbendurchmesser.
E Einspritzhahn. R Verbindungsrohr.
S' Rohrstutzen zum Condensationsraum.
T Einspritzrohr und Einspritzventil.
Fig. 6

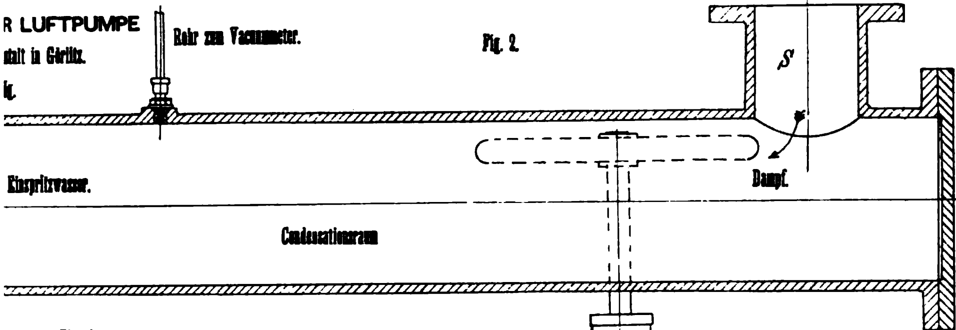


Fig. 4.

R

b

Abfluss zur Luftpumpe.

Fig. 3.

Dampfcylinder

Doppel-Absperrventil

Condensationsrohr.

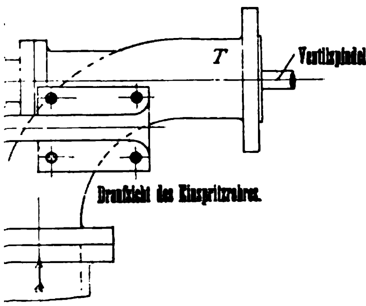
Doppel-Absperrventil und Anschluss des Condensations- und des Auspuffrohres.

Auspuffrohr

S

Abfluss zur Luftpumpe.

mischen aus dem Condensationsraum zur Luftpumpe. s_1 Kolbenhub.



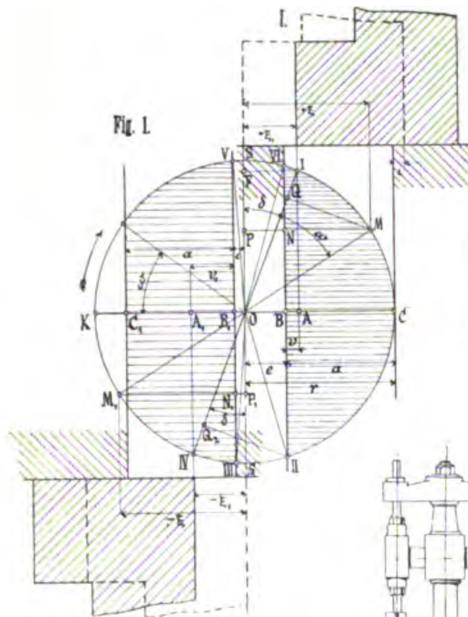


Fig. 1.

Müller'sches Schiebersteuerungs-Diagramm

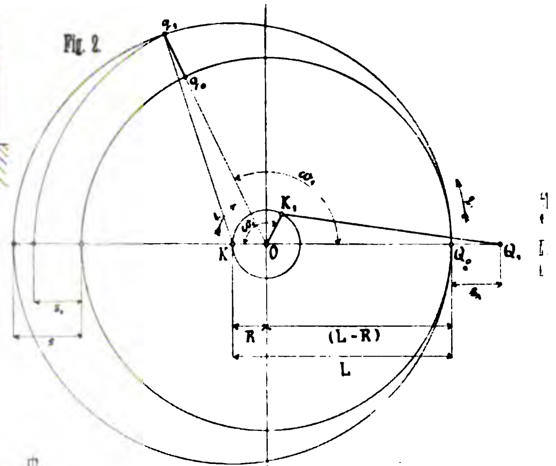


Fig. 2.

Müller'sches Kolbenweg-Diagramm.

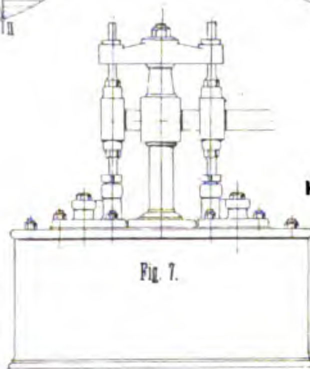


Fig. 7.

HYDRAULISCHE RÄDERPRESSE.

(Fig. 5 und 6.)

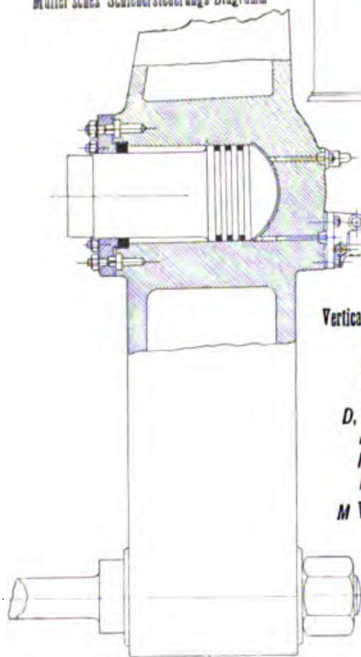


Fig. 5. 1/20 Ng.

1/5 Ng. Fig. 6

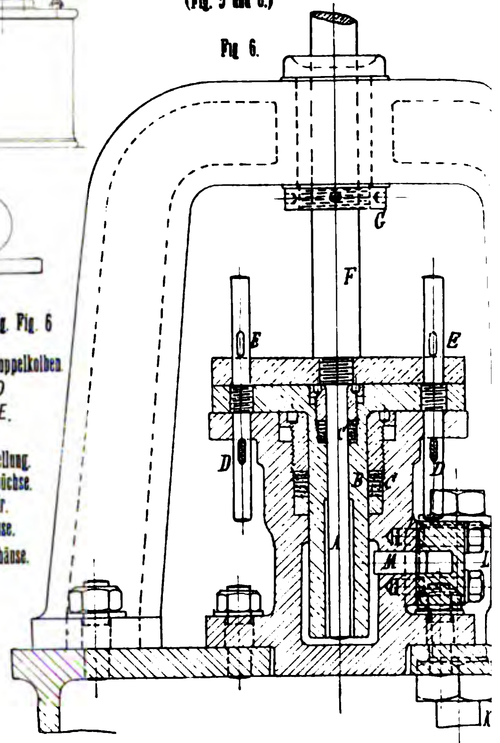
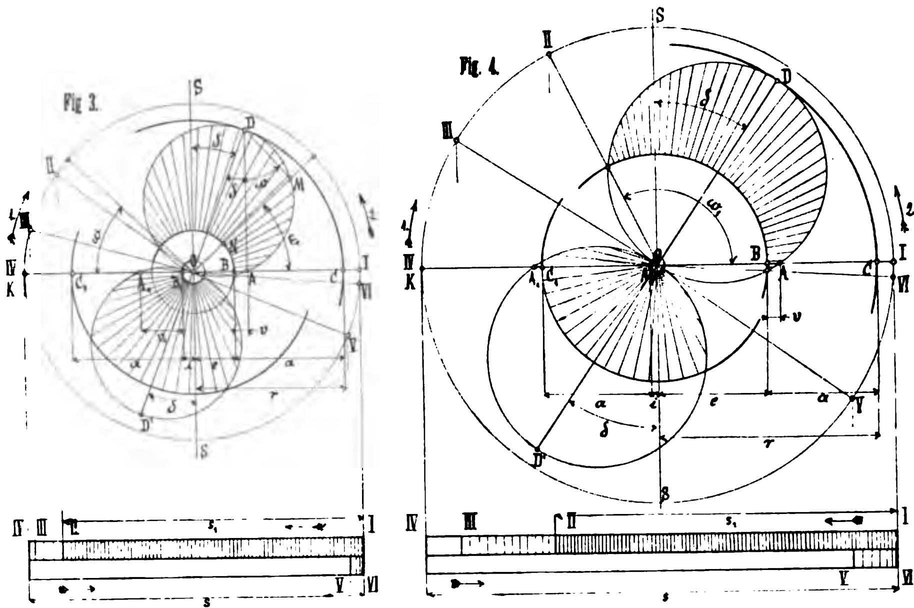


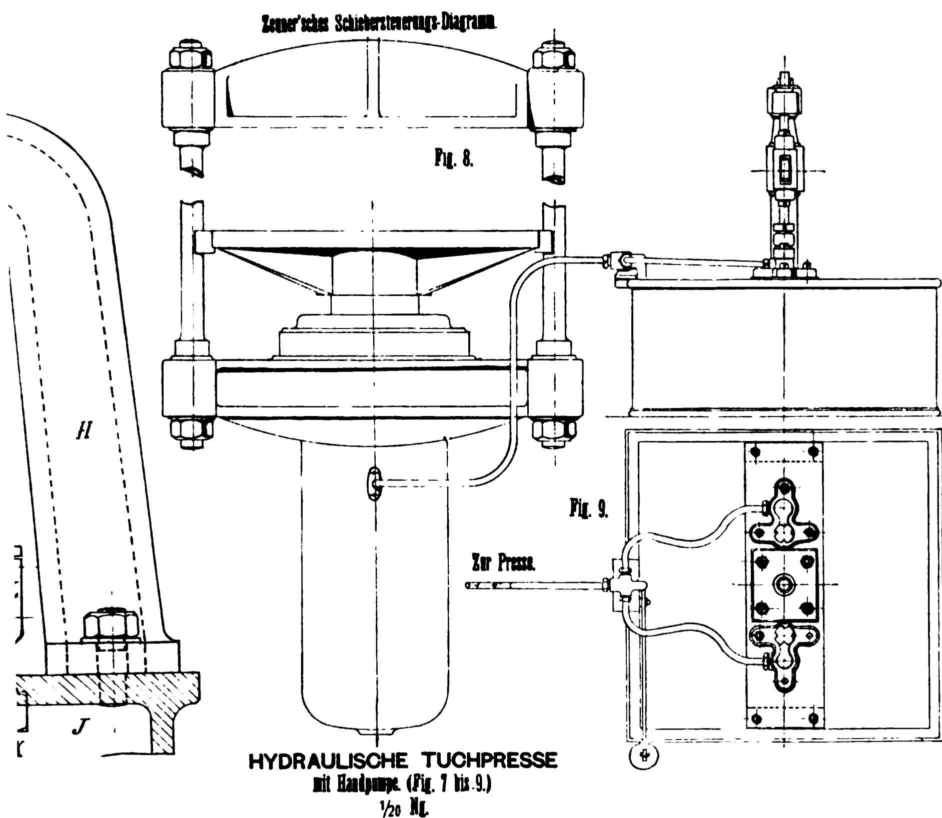
Fig. 6.

Verticalschnitt der Presspumpe mit Doppelkolben.

A kleiner Kolben, Keile bei *D*
B grosser Kolben, Keile bei *E*.
C Lederringe zur Dichtung.
D, *E* Keillöcher zur Kolbenfeststellung.
F Kolbenstange. *G* Führungsbüchse.
H Führungsständer. *J* Reservoir.
K Saugrohr. *L* Ventilgehäuse.
M Verbindungscanal zum Ventilgehäuse.



Zeuner'sches Schiebersteuerungs-Diagramm.



HYDRAULISCHE TUCHPRESSE
mit Handpumpe. (Fig. 7 bis 9.)
1/20 Ng.

Fig. 1.

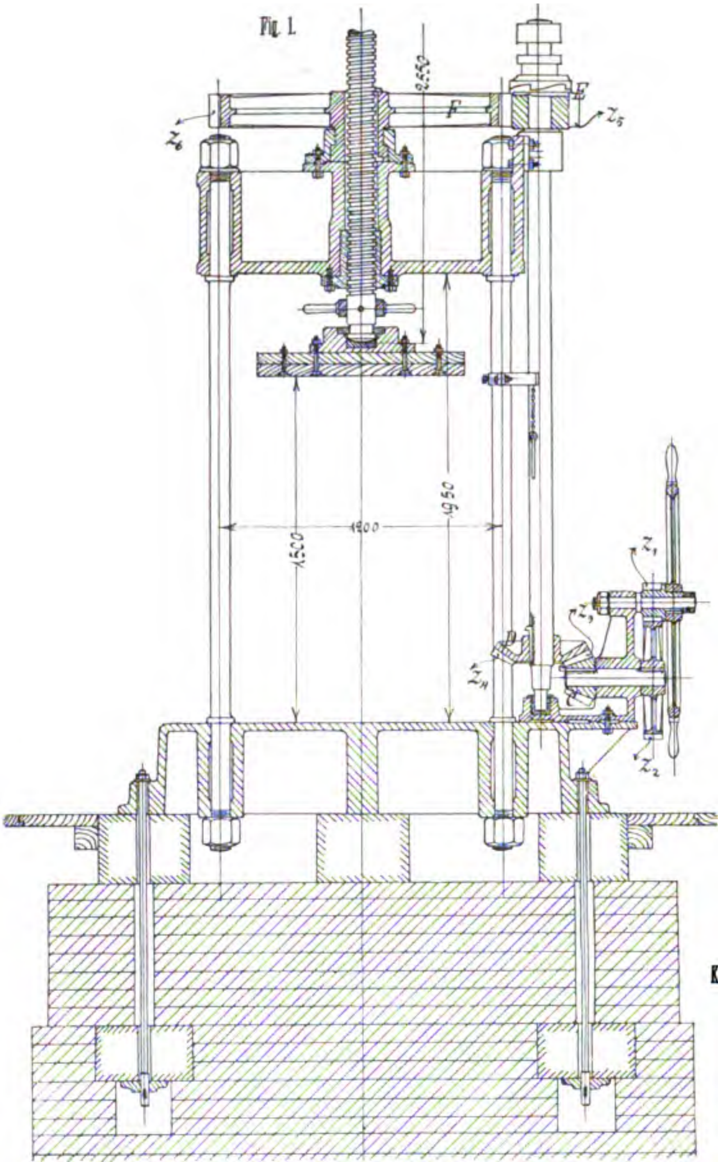
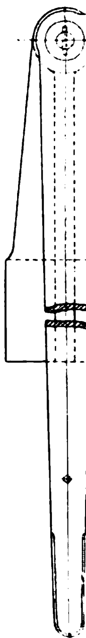


Fig. 5.



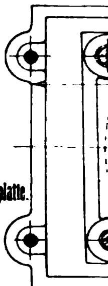


Fig. 3.
Kopfstück und Fundamentplatte.

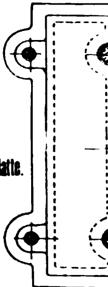


Fig. 4.
Fundamentplatte.

Zahnrädertabelle.

Benennung	Zähnezahl	Stichzahl	Theilung	Zahnbreite	Theilkreis	Kopfkreis	Fusskreis	Bohrung	Anmerkung
					Durchmesser				
A z_1	11	12	37,699	75	132	154	102	45	
B z_2	44	12	37,699	75	528	550	498	70	
C z_3	11	20	62,832	125	220	258	170	65	
D z_4	22	20	62,832	125	440	478	390	85	
E z_5	12	24	75,39	150	288	334	228	85	Getriebe mit Klauenkupplung
F z_6	54	24	75,39	150	1296	1342	1236	120	

Ausrückhebel zur Klauenkupplung der

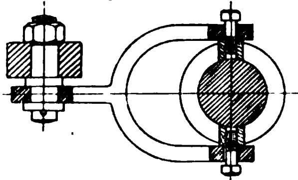
SCHRAUBENPRESSE.

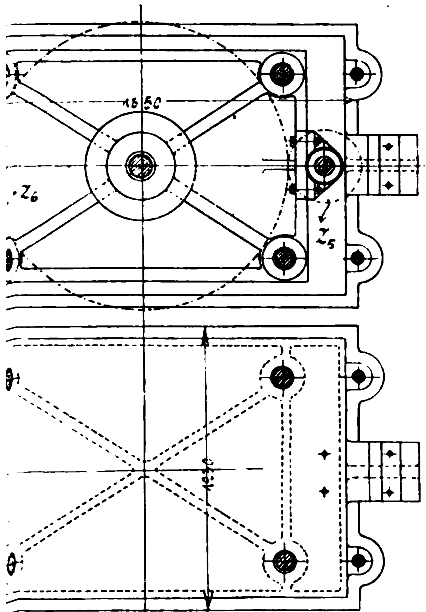
(Fig. 5 bis 7.) 1/10 Ng.

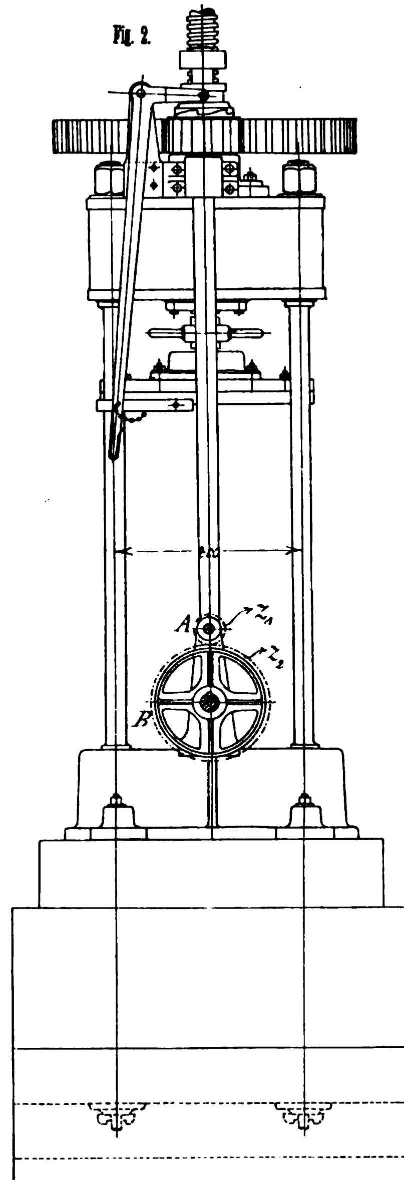
Fig. 6.



Fig. 7.



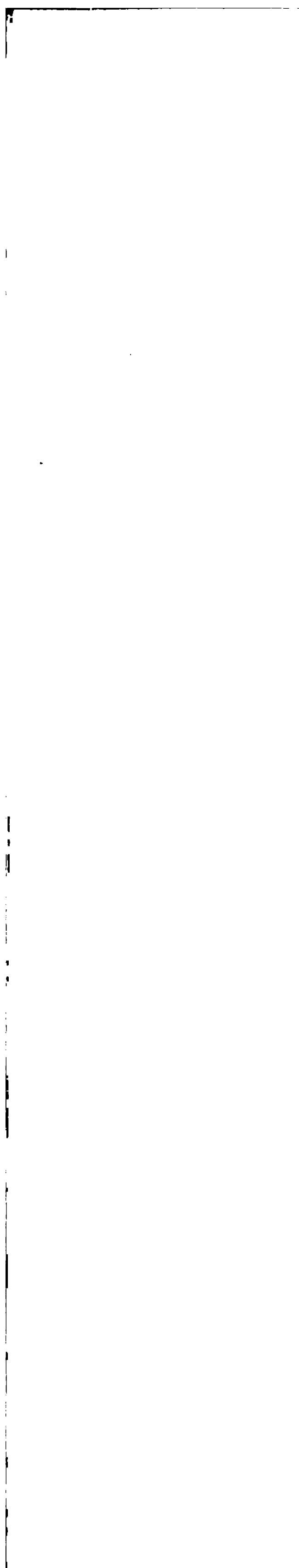


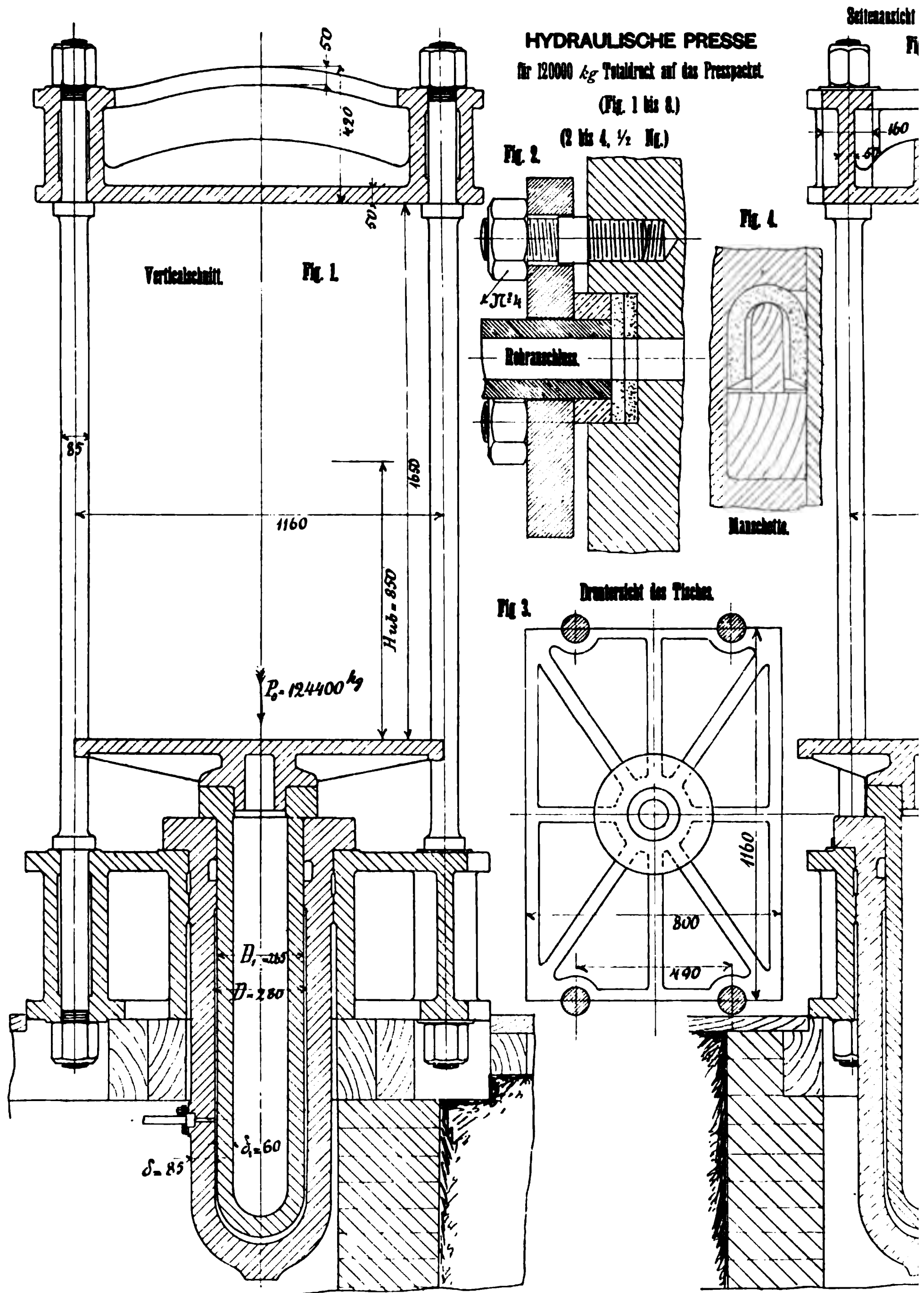


SCHRAUBENPRESSE ODER SPINDELPRESSE

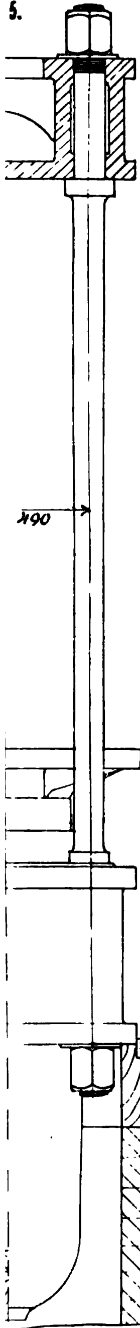
mit Antrieb durch Handrad und Räderübersetzung für den maximalen Druck auf das Presspacket

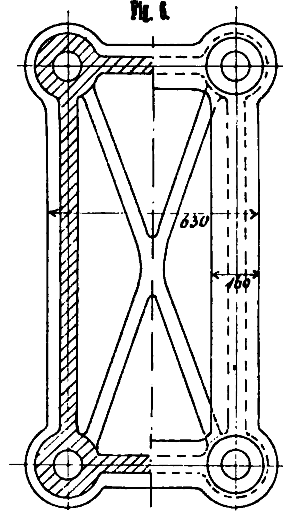
P = 75000 *kg* (Fig. 1 bis 4.)

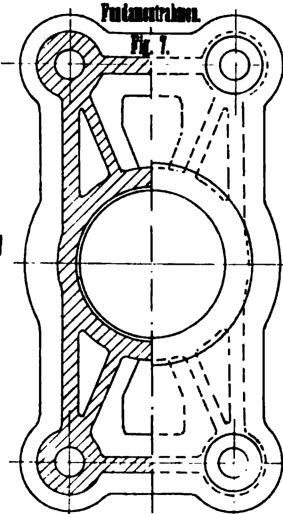


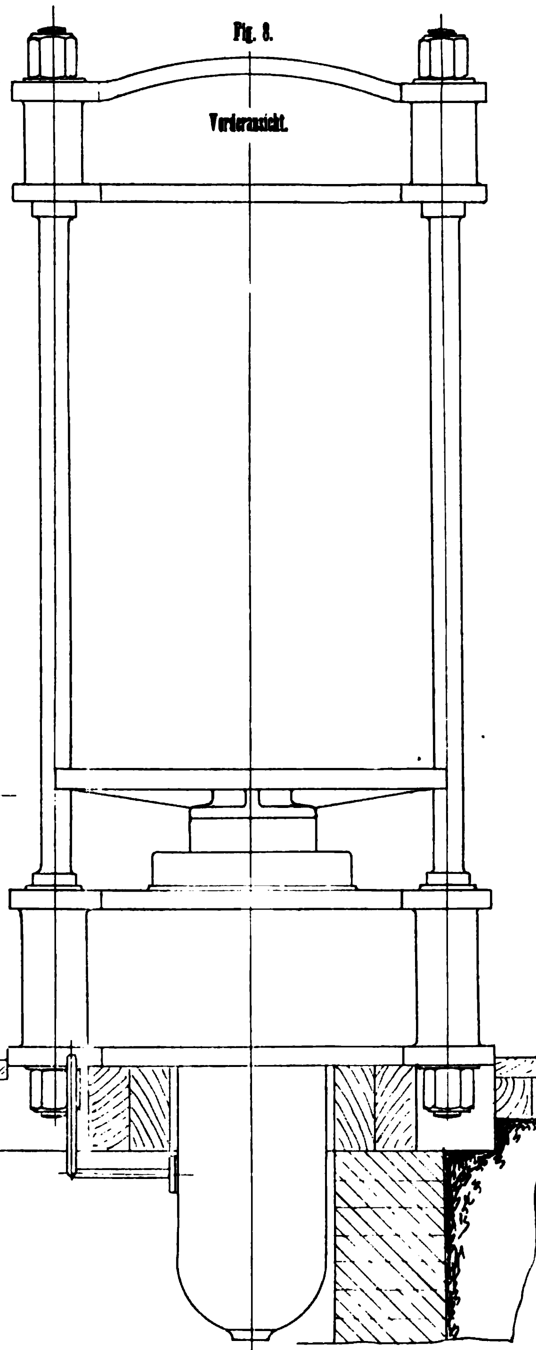


HYDRAULISCHE PRESSE
für 120000 kg Totaldruck auf das Presspacket.
(Fig. 1 bis 8.)
(2 bis 4, ½ Ng.)
Seitenansicht
Verticalschnitt.
Fig. 1.
Fig. 2.
Rohranschluss.
Fig. 4.
Manschette.
Fig. 3.
Druntersicht des Tisches.
1160
Hub = 850
1650
85
420
50
800
490
160
P_o = 124400 kg
D_1 = 265
D = 280
δ_1 = 60
δ = 85


d Theilschnitt
5.
490


Kopfstück
Fig. 6.
630
160


Fundamentrahmen.
Fig. 7.


Fig. 8.
Vorderansicht.

8709 0 0 11 8 09

124 11\04 11
40172

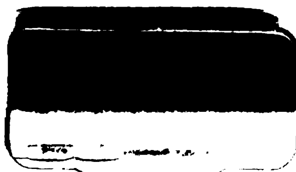


89081524332



K.F. WENDT LIBRARY
UW COLLEGE OF ENGR.
215 N. RANDALL AVENUE
MADISON, WI 53706






89081524332
B89081524332A